



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 1585

ANALISIS TORSIONAL RIGIDITY, EFEK JACKING, DAN KEKUATAN CHASSIS *GO-KART* AKIBAT BEBAN BELOK

YULIAN DWI SATRIA WIBISANA
NRP 02111440000150

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS TORSIONAL RIGIDITY, EFEK
JACKING, DAN KEKUATAN CHASSIS GO-KART
AKIBAT BEBAN BELOK**

Yulian Dwi Satria Wibisana
NRP 02111440000150

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

**TORSIONAL RIGIDITY, JACKING EFFECT, AND
STRENGTH ANALYSIS OF GO-KART CHASSIS
DUE TO TURNING LOAD**

Imang Eko Saputro
NRP 02111440000034

Supervisor Lecturer
Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018

**ANALISIS TORSIONAL RIGIDITY, EFEK JACKING,
DAN KEKUATAN CHASSIS GO-KART AKIBAT BEBAN
BELOK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

YULIAN DWI Satria Wibisana

NRP. 02111440000150

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T (Pembimbing)
NIP. 196807061999031004
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.PhD (Penguji I)
NIP. 195106051978031002
3. Ir. Yusuf Kaelani M.Sc.E (Penguji II)
NIP. 196511031990021001
4. Aida Annisa Amin Daman, S.T.M.T (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2018

ANALISIS TORSIONAL RIGIDITY, EFEK JACKING, DAN KEKUATAN CHASSIS GO-KART AKIBAT BEBAN BELOK

Nama Mahasiswa : Yulian Dwi Satria Wibisana
NRP : 02111440000150
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Julendra Bambang Ariatedja,MT

Abstrak

Dalam berkompetisi, go-kart dituntut mampu lincah saat berbelok. Namun, differential gear dan sistem suspensi ditiadakan dalam komponen standar perlombaan. Padahal komponen ini berpengaruh pada performa belok kendaraan. Kedua fungsi komponen tersebut dikompensasi melalui chassis go-kart yang didesain, tidak hanya kuat menahan beban. Namun chassis juga harus cukup fleksibel (khususnya terkait kekakuan torsional). Go-kart memanfaatkan efek jacking dari chassis dalam meningkatkan kemampuan berbeloknya. Oleh karena itu, penelitian kali ini bertujuan melihat hubungan kekakuan torsional dari chassis go-kart dengan efek jacking yang mampu dihasilkan dalam kondisi pembebanan aktual.

Analisa chassis tersebut akan dilakukan dengan menggunakan metode elemen hingga. Di mana tiga model chassis go-kart akan diberikan pembebanan torsional dan juga pembebanan belok. Pada pembebanan torsional, chassis akan diberikan beban torsional sehingga akan menghasilkan besar torsional rigidity yang menggambarkan nilai kekakuan chassis tersebut. Kemudian, simulasi pembebanan belok akan digunakan untuk mengetahui jacking dan karakter kekuatan dari chassis tersebut. Selain itu, beban pengereman yang terjadi saat berbelok juga akan dianalisa efeknya pada jacking dan kekuatan chassis.

Setelah simulasi dan analisis telah dilakukan. Maka, hasil memperlihatkan bahwa chassis tony kart merupakan chassis yang paling fleksibel daripada chassis lainnya dengan torsional rigidity 188,6 Nm/deg, dan chassis birell merupakan chassis yang paling kaku dengan torsional rigidity 277,7 Nm/deg. Dan chassis arrow berada di tengah dengan torsional rigidity 243,75 Nm/deg. Setelah diteliti diketahui bahwa semakin fleksibel chassis akan mempermudah terjadinya efek jacking pada kendaraan. Kemudian, kekuatan chassis yang paling baik dimiliki oleh go-kart dengan tipe chassis arrow. Sementara itu, beban pengereman dengan jarak pengereman 3 meter dan perlambatan $20,8 \text{ m/s}^2$ saat berbelok didapatkan membuat go-kart lebih mudah mengalami jacking (rata-rata kenaikan jacking 67 %). Namun, beban ini dapat membuat tegangan maksimal yang diterima chassis bertambah (rata-rata kenaikan tegangan maksimal 21 %).

Kata kunci: Go-kart, Chassis, Deformasi, Tegangan Von Mises, Jacking, Safety Factor, Metode Elemen Hingga.

TORSIONAL RIGIDITY, JACKING EFFECT, AND STRENGTH ANALYSIS OF GO-KART CHASSIS DUE TO TURNING LOAD

Name: Yulian Dwi Satria Wibisana

NRP : 02111440000150

Department : Teknik Mesin FTI-ITS

Lecturer : Ir. Julendra Bambang Ariatedja,MT

Abstrak

During competition, go-karts are demanded to be agile in turns. Differential gear and suspension systems are omitted in standard components of the race. The Components are important for turning performance. Both functions are compensated through a specially designed go-kart chassis. Go-kart is designed not only to resist the load but also must be flexible enough (especially related to torsional rigidity). Go-kart utilizes the jacking effect of the chassis to enhancing its turning ability. Therefore, this study aims to look at the torsional rigidity of the go-kart chassis with the jacking effect that can be produced under actual loading conditions.

The chassis analysis will be performed using the finite element method. three go-kart chassis models will be given torsional loading and also the turning loading. In torsional loading, the chassis will be given a torsional load so that it will produce the value of torsional rigidity that describes the chassis rigidity. Then, the turning load simulation will be used to determine the jacking and strength characteristics of the chassis. In addition, braking load that occur during the turn will also be analyzed for the effect on jacking and chassis strength.

After simulation and analysis have been done. Thus, the results show that the tony kart chassis is the most flexible chassis of any chassis with a torsional rigidity of 188.6 Nm/deg. The birell

chassis is the most rigid chassis with a torsional rigidity of 277.7 Nm/deg. The arrow chassis is in the middle with torsional rigidity 243,75 Nm/deg. After the analysis, it is known that the flexibility of the chassis will facilitate the occurrence of jacking effects on the vehicle. Then, the best chassis strength is owned by go-kart with chassis arrow type. Meanwhile, the braking load with 3 meters of braking distance and 20.8 m/s² braking acceleration when the turn is obtained makes the go-kart more susceptible to jacking (average 67% jacking increase). However, this load can make the maximum stress received by the chassis is increasing (average maximum stress increase of 21%).

Key Words : Go-kart, Chassis, Deformation, Von Mises Stress, Jacking, Safety Factor, Finite Element Method.

KATA PENGANTAR

Segala Puji Syukur atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhirnya dengan baik.

Penulis dapat menyelesaikan tugas akhir kali ini tidak dikarenakan semata-mata hanya kemampuan penulis sendiri. Penulis juga mendapat bantuan dari berbagai pihak yang telah memberikan dorongan moral, pikiran, dan tenaga untuk membantu dalam penyelesaian tugas akhir kali ini. Oleh karena itu, pada kesempatan kali ini penulis mengucapkan terimakasih sebanyak-banyaknya kepada :

1. Kedua orang tua dan keluarga penulis yang selalu memberikan banyak sekali dukungan dalam berbagai hal di kehidupan penulis.
2. Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc.,PhD., selaku Kepala Departemen Teknik Mesin FTI ITS
3. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T. selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang telah memberikan waktu, tenaga, serta pikirannya sehingga tugas akhir penulis dapat terselesaikan dengan baik.
4. Bapak Muhammad Solichin, S.T., M.T. selaku dosen wali penulis.
5. Bapak Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,PhD., selaku dosen penguji sidang tugas akhir.
6. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E., selaku dosen penguji seminar dan sidang tugas akhir.
7. Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., selaku dosen penguji sidang tugas akhir.
8. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. selaku dosen penguji seminar tugas akhir.
9. Bapak Achmad Syaifudin, S.T.,M.Eng.PhD., selaku dosen penguji seminar tugas akhir.

10. Seluruh Bapak dan Ibu dosen serta tenaga pendidik di Departemen Teknik Mesin ITS
11. Bapak Ananto Setiawan dan Bapak Irawan Sorpardjo selaku pakar di bidang go-kart yang telah banyak memberikan ilmunya untuk penyelesaian tugas akhir penulis.
12. *Partner* Tugas Akhir yaitu Maulika yang telah membantu dan bersama melewati seminar serta sidang tugas akhir.
13. Teman penyelesaian tugas akhir Mas Irsyad, Naufal Rakawijna, Imang, Dika, Faiz, dan teman-teman di Teknik Mesin ITS yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.
14. Pengurus Dimensi Mesin ITS periode 2016-2017 maupun periode sebelum dan sesudahnya yang sangat penulis banggakan.
15. Semua pihak yang telah membantu atas penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis berharap tugas akhir kali ini dapat memberikan manfaat sesuai yang diharapkan. Penulis juga menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan tugas akhir kali ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan laporan tugas akhir penulis.

Surabaya, 28 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Latar Belakang	1
I.2 Rumusan Masalah	3
I.3 Tujuan	4
I.4 Manfaat	4
I.5 Batasan Masalah	5
I.6 Sistematika Penulisan	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
II.1 <i>Go-kart</i>	7
II.2 <i>Chassis Go-kart</i>	8
II.3 Efek <i>Jacking</i> pada <i>Go-kart</i>	10
II.4 Material <i>chassis Go-kart</i>	11
II.5 Regulasi <i>Go-kart</i>	11
II.5.1 Regulasi Balapan dan Lintasan <i>Go-kart</i> di Amerika State of North Carolina 13 NCAC 15 .049	11
II.5.2 Regulasi Sirkuit <i>Go-kart</i> oleh CIK-FIA	12
II.6 Dinamika Kendaraan	12
II.6.2 Gaya Sentrifugal	12
II.6.3 Dinamika Kendaraan Belok	14
II.6.4 Analisa Guling Kendaraan	15
II.7 <i>Torsional Rigidity</i>	16
II.8 Teori Kegagalan	18
II.8.1 <i>Distortion Energy Theory</i> (DET)	19
II.9 Antropometri Pengendara	20
II.10 Metode Elemen Hingga (MEH)	21
II.10.1 Prosedur Analisa Metode Elemen Hingga	22

II.11 Penelitian Sebelumnya	23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	29
III.1 Diagram Alir Penelitian	29
III.2 Studi Literatur dan Data Penelitian	31
III.3 Pembuatan 3D Model <i>chassis</i>	32
III.3 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>Chassis</i>	36
III.4 Perhitungan Beban	41
III.4.1 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan.....	41
III.4.2 Perhitungan Beban Kondisi Belok	46
III.4.3 Perhitungan Beban Torsional	50
III.5 <i>Meshing</i> pada Model 3D	52
III.6 Uji Konvergensi	54
III.7 Simulasi.....	56
III.7.1 Simulasi Pembebanan Belok	56
III.7.2 Simulasi Pembebanan Torsional.....	59
III.8 Validasi dan Verifikasi.....	61
III.9 Desain Pengujian.....	62
III.9.1 Pembebanan Torsional.....	62
III.9.2 Pembebanan Aktual Belok	62
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	65
IV.1 Boudary <i>Condition</i> Simulasi.....	65
IV.1.1 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok Tanpa Pengereman	65
IV.1.2 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman	68
IV.1.3 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Torsional	70
IV.1.4 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok Tanpa Pengereman	72
IV.1.5 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman	75
IV.1.6 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Torsional.....	78

IV.1.7 Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	80
IV.1.8 Chassis <i>Arrow</i> Kart Pembebanan Belok dengan Pengereman.....	83
IV.1.9 Chassis <i>Arrow</i> Kart Pembebanan Torsional	86
IV.2 Hasil Uji Konvergensi.....	88
IV.2.1 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	88
IV.2.2 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman.....	89
IV.2.3 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Torsional	91
IV.2.4 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	92
IV.2.5 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman.....	93
IV.2.6 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Torsional	95
IV.2.7 Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	96
IV.2.8 Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman.....	97
IV.2.9 Chassis <i>Arrow</i> Kart Pembebanan Torsional	99
IV.3 Verifikasi Hasil Simulasi	100
IV.3.1 Verifikasi Pembebanan Belok	100
IV.3.2 Verifikasi Pembebanan Torsional.....	105
IV.4 Hasil Simulasi	107
IV.4.1 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	107
IV.4.2 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman.....	111
IV.4.3 Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Torsional	116
IV.4.4 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman.....	117

IV.4.5 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman	122
IV.4.6 Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Torsional.....	127
IV.4.7 Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok tanpa Pengereman	128
IV.4.8 Chassis <i>Arrow</i> Kart Pembebanan Belok dengan Pengereman	133
IV.4.9 Chassis <i>Arrow</i> Kart Pembebanan Torsional.....	138
IV.4.10 Perbandingan Besar Torsional Rigidity.....	139
IV.4.11 Perbandingan Besar <i>Jacking</i> tanpa pengereman	140
IV.4.12 Perbandingan Besar <i>Jacking</i> dengan pengereman	142
IV.4.13 Perbandingan Besar Tegangan Maksimal tanpa pengereman.....	144
IV.4.14 Perbandingan Besar Tegangan Maksimal dengan pengereman.....	146
IV.4.15 Perbandingan Efek Pengereman pada Besar <i>Jacking</i> Chassis.....	147
IV.4.16 Perbandingan Efek Pengereman pada Tegangan Maksimal Chassis	149
IV.4.17 Analisis Modifikasi Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok dengan Pengereman	151
BAB V KESIMPULAN.....	153
V.I Kesimpulan	153
V.II Saran	154
DAFTAR PUSTAKA	155
LAMPIRAN.....	157
BIOGRAFI PENULIS	159

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Pelopor <i>Go-kart</i> , Art Ingels dan Lou Borelli	8
Gambar 2. 2 (a) <i>arrow</i> (b) Tony kart (c) Intrepid (d) <i>Birell</i>	9
Gambar 2. 3 Efek <i>Jacking</i> pada <i>Go-kart</i>	10
Gambar 2. 4 <i>Track Go-kart</i> Go Pro Motorplex di NC, USA	12
Gambar 2. 5 Sentrifugal pada Kendaraan Berbelok	13
Gambar 2. 6 Dinamika Kendaraan Berbelok tanpa Suspensi	14
Gambar 2. 7 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Depan....	15
Gambar 2. 8 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Belakang	16
Gambar 2. 9 Pengujian Torsional Rigidity pada <i>chassis</i>	17
Gambar 2. 10 Alur Klasifikasi Material pada Teori Kegagalan..	18
Gambar 2. 11 Plot Data Eksperimen pada DET dan MSST	19
Gambar 2. 12 Titik Berat Organ pada 95 th <i>percentile</i> Manusia ..	20
Gambar 2. 13 Letak Titik Berat Organ pada Posisi Berkendara ..	21
Gambar 2. 14 Model 2D Gigi dari Roda Gigi dengan MEH	22
Gambar 2. 15 Outline Prosedur dari Analisa MEH	23
Gambar 2. 16 Tambahan Elemen <i>chassis</i> Sapuangin Speed	24
Gambar 2. 17 Simulasi <i>chassis Go-kart</i> Metode Torsional	25
Gambar 2. 18 Eksperimen Beban Torsional <i>chassis Go-kart</i> ..	26
Gambar 2. 19 Hasil Eksperimen Torsional <i>Chassis Go-kart</i>	26
Gambar 2. 20 Desain Simulasi Torsional <i>chassis Go-kart</i>	27
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian	30
Gambar 3. 2 Model <i>chassis Go-kart Birell</i>	33
Gambar 3. 3 Penampang <i>Chassis Birell</i>	33
Gambar 3. 4 Model <i>chassis Go-kart Tony Kart</i>	34
Gambar 3. 5 Penampang <i>Chassis Tony Kart</i>	34
Gambar 3. 6 Model <i>chassis Go-kart Arrow</i>	35
Gambar 3. 7 Penampang <i>Chassis Arrow</i>	35
Gambar 3. 8 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Birell</i>	36
Gambar 3. 9 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Tony Kart</i>	38
Gambar 3. 10 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Arrow</i>	40

Gambar 3. 11 Letak Titik Berat Engine.....	42
Gambar 3. 12 Letak Titik Berat Drivetrain.....	42
Gambar 3. 13 Letak Titik Berat Tangki.....	43
Gambar 3. 14 <i>FBD Go-kart</i> saat Berbelok Kanan Tampak Atas	46
Gambar 3. 15 <i>FBD Go-kart</i> Berbelok Kanan Tampak Depan	46
Gambar 3. 16 <i>FBD Go-kart</i> saat Berbelok Kiri Tampak Atas	47
Gambar 3. 17 <i>FBD Go-kart</i> Berbelok Kiri Tampak Depan	47
Gambar 3. 18 FBD Tampak Samping dengan Pengereman	48
Gambar 3. 19 Contoh <i>Chassis</i> pada pembebanan torsional	51
Gambar 3. 20 Contoh <i>Meshing</i> pada Model <i>Go-kart</i>	53
Gambar 3. 21 Detail <i>Meshing</i> pada Model <i>Go-kart Birell</i>	53
Gambar 3. 22 Detail <i>Meshing</i> pada Model <i>Go-kart Tony Kart</i> ...	53
Gambar 3. 23 Detail <i>Meshing</i> pada Model <i>Go-kart Arrow</i>	54
Gambar 3. 24 Contoh <i>Meshing</i> Ukuran 6 mm pada Model	55
Gambar 3. 25 Contoh <i>Meshing</i> Ukuran 5,5 mm pada Model	55
Gambar 3. 26 Contoh <i>Meshing</i> Ukuran 5 mm pada Model	55
Gambar 3. 27 Tampilan Tahapan Simulasi pada ANSYS Workbench	56
Gambar 3. 28 Contoh <i>Remote Force</i> pada Tumpuan Mesin	57
Gambar 3. 29 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	58
Gambar 3. 30 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	58
Gambar 3. 31 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Torsional ke Kanan	60
Gambar 3. 32 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Torsional ke Kiri	60
Gambar 4. 1 <i>Boundary Condition Chassis Birell</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	65
Gambar 4. 2 <i>Boundary Condition Chassis Birell</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	66
Gambar 4. 3 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri dengan Pengereman	68
Gambar 4. 4 <i>Boundary Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan dan Pengereman	68

Gambar 4. 5 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Birell</i> pada Pembebanan Torsional ke Kanan	70
Gambar 4. 6 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Birell</i> pada Pembebanan Torsional ke Kiri	71
Gambar 4. 7 <i>Boundary</i> Chassis <i>Tony Kart Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	72
Gambar 4. 8 <i>Boundary</i> Chassis <i>Tony Kart Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	73
Gambar 4. 9 <i>Boundary</i> Chassis <i>Tony Kart Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	75
Gambar 4. 10 <i>Boundary</i> Chassis <i>Tony Kart Condition</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	75
Gambar 4. 11 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Torsional ke Kanan	78
Gambar 4. 12 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Tony Kart</i> pada Pembebanan Torsional ke Kiri	78
Gambar 4. 13 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Arrow</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	80
Gambar 4. 14 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Arrow</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	80
Gambar 4. 15 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Arrow</i> pada Pembebanan Belok ke Kiri	83
Gambar 4. 16 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Arrow</i> pada Pembebanan Belok ke Kanan	83
Gambar 4. 17 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Arrow</i> pada Pembebanan Torsional ke Kanan	86
Gambar 4. 18 <i>Boundary Condition</i> Chassis <i>Tony Kart</i> pada Pembebanan Torsional ke Kiri	86
Gambar 4. 19 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kiri 45 km/h	88
Gambar 4. 20 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kiri 45 km/h	90
Gambar 4. 22 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Birell</i> Torsional	91

Gambar 4. 23 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal <i>Tony Kart</i> Belok ke kiri 45 km/h.....	92
Gambar 4. 24 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal <i>Tony Kart</i> Belok kiri 45 km/h.....	94
Gambar 4. 26 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Tony Kart</i> Torsional	95
Gambar 4. 27 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis <i>Arrow</i> Belok ke kiri 45 km/h.....	96
Gambar 4. 28 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis <i>Arrow</i> Belok ke kiri 45 km/h.....	98
Gambar 4. 30 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Arrow</i> Torsional	99
Gambar 4. 31 FBD dari <i>Go-kart</i> Tampak Samping	100
Gambar 4. 32 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Depan	101
Gambar 4. 33 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Belakang	101
Gambar 4. 34 Hasil Simulasi <i>Chassis Arrow</i> saat Berbelok pada kecepatan 45 km/h.....	102
Gambar 4. 35 Besar Gaya Reaksi F_y 3 Hasil Simulasi	104
Gambar 4. 36 Besar Gaya Reaksi F_y 4 Hasil Simulasi	104
Gambar 4. 37 Perbandingan Besar Gaya Reaksi Vertikal pada Roda	104
Gambar 4. 38 Skema Percobaan Kekakuam <i>Chassis</i> pada Penelitian Solazzi	105
Gambar 4. 39 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Penelitian Solazzi	106
Gambar 4. 40 Hasil Simulasi Tegangan Von Mises.....	107
Gambar 4. 41 Hasil Simulasi Safety Factor	107
Gambar 4. 42 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kiri pada 50 km/h	108
Gambar 4. 43 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kanan pada 50 km/h	108
Gambar 4. 44 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i> Vs Torsi	110

Gambar 4. 45 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kiri pada 50 km/h	110
Gambar 4. 46 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kanan pada 50 km/h	110
Gambar 4. 47 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses.....	111
Gambar 4. 48 Hasil Simulasi Safety Factor.....	112
Gambar 4. 49 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kiri pada 45 km/h.....	112
Gambar 4. 50 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Birell</i> Belok ke Kanan pada 45 km/h.....	112
Gambar 4. 51 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i>	114
Gambar 4. 52 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kiri pada 45 km/h	114
Gambar 4. 53 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kanan pada 45 km/h	115
Gambar 4. 54 Hasil Simulasi Sudut Puntir vs Torsi Puntir.....	116
Gambar 4. 55 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Birell</i> pada 0,2 Wk ke Kanan	116
Gambar 4. 56 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Birell</i> pada 0,2 Wk ke Kiri	116
Gambar 4. 57 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses.....	117
Gambar 4. 58 Hasil Simulasi Safety Factor.....	118
Gambar 4. 59 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Tony Kart</i> Belok Kiri pada 45 km/h	118
Gambar 4. 60 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Tony Kart</i> Belok Kanan pada 45 km/h	118
Gambar 4. 61 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i>	120
Gambar 4. 62 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kiri pada 45 km/h	120
Gambar 4. 63 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kanan pada 45 km/h	121
Gambar 4. 64 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses.....	122
Gambar 4. 65 Hasil Simulasi Safety Factor.....	122
Gambar 4. 66 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Tony Kart</i> Belok Kiri pada 40 km/h	123

Gambar 4. 67 Lokasi Tegangan Maksimal Chassis <i>Tony Kart</i> Belok Kanan pada 45 km/h	123
Gambar 4. 68 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i> Vs Torsi	125
Gambar 4. 69 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kiri pada 40 km/h	125
Gambar 4. 70 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok ke Kanan pada 40 km/h	126
Gambar 4. 71 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i> Vs Torsi	127
Gambar 4. 72 Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Tony Kart</i> pada 0,2 Wk ke Kanan	127
Gambar 4. 73 Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Tony Kart</i> pada 0,2 Wk ke Kiri	127
Gambar 4. 74 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses.....	128
Gambar 4. 75 Hasil Simulasi Safety Factor.....	129
Gambar 4. 76 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Arrow</i> Belok Kiri pada 50 km/h	129
Gambar 4. 77 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Arrow</i> Belok Kanan pada 50 km/h	130
Gambar 4. 78 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i>	131
Gambar 4. 79 Lokasi Deformasi Y pada Area Roda Belakang Belok ke Kiri 50	132
Gambar 4. 80 Lokasi Deformasi Y pada Area Roda Belakang Belok ke Kanan 50	132
Gambar 4. 81 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses.....	133
Gambar 4. 82 Hasil Simulasi Safety Factor.....	134
Gambar 4. 83 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Arrow</i> Belok Kiri pada 45 km/h	134
Gambar 4. 84 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis <i>Arrow</i> Belok Kanan pada 45 km/h	135
Gambar 4. 85 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i>	136
Gambar 4. 86 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok Kiri pada 45 km/h	136
Gambar 4. 87 Lokasi Efek <i>Jacking</i> Simulasi Belok Kanan pada 45 km/h	137
Gambar 4. 88 Hasil Simulasi Besar <i>Jacking</i> Vs Torsi	138

Gambar 4. 89 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Arrow</i> pada 0,2 Wk ke Kanan	138
Gambar 4. 90 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis <i>Arrow</i> pada 0,2 Wk ke Kiri	138
Gambar 4. 91 Perbandingan Besar Torsional Rigidity	139
Gambar 4. 92 Perbandingan Hasil <i>Jacking</i> Belok Ke kiri tanpa Pengereman	140
Gambar 4. 93 Perbandingan Hasil <i>Jacking</i> Belok Ke kanan tanpa Pengereman	141
Gambar 4. 94 Perbandingan Hasil <i>Jacking</i> Belok Ke kiri	142
Gambar 4. 95 Perbandingan Hasil <i>Jacking</i> Belok Ke kanan	143
Gambar 4. 96 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kiri	144
Gambar 4. 97 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kanan	144
Gambar 4. 98 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kiri	146
Gambar 4. 99 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kanan	146
Gambar 4. 100 Perbandingan Efek Pengereman pada <i>Jacking</i> Belok Ke kiri	147
Gambar 4. 101 Perbandingan Efek Pengereman pada <i>Jacking</i> Belok Ke kanan	148
Gambar 4. 102 Perbandingan Efek Pengereman pada Tegangan Maksimal Belok ke Kiri	149
Gambar 4. 103 Perbandingan Efek Pengereman Tegangan Maksimal Belok ke Kanan	150
Gambar 4. 104 Letak Tegangan Maksimum pada Chassis Tony Kart	151
Gambar 4. 105 Elemen Tambahan pada <i>Chassis Tony Kart</i>	152

Halaman ini Sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Property <i>material AISI 4130 chromolly</i>	11
Tabel 2. 2 Titik Berat Pengendara Sapuangan Speed 2013	21
Tabel 2. 3 Hasil Simulasi <i>chassis</i> Sapuangan Speed 2013	24
Tabel 3. 1 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Birell</i>	36
Tabel 3. 2 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Tony Kart</i>	38
Tabel 3. 3 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada <i>chassis Arrow</i>	40
Tabel 3. 4 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan <i>Chassis Birell</i>	43
Tabel 3. 5 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan <i>Chassis Birell</i> ..	44
Tabel 3. 6 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan <i>Chassis Tony Kart</i>	44
Tabel 3. 7 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan <i>Chassis Tony Kart</i>	45
Tabel 3. 8 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan <i>Chassis Arrow</i>	45
Tabel 3. 9 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan <i>Chassis Arrow</i> ..	45
Tabel 3. 10 Beban Vertikal dari massa-massa pada <i>chassis</i>	50
Tabel 3. 11 Pembebanan Torsional Pada Setiap <i>chassis</i>	62
Tabel 3. 12 Desain Pembebanan Belok pada <i>chassis Go-kart</i>	62
Tabel 4. 1 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman.....	67
Tabel 4. 2 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman.....	67
Tabel 4. 3 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman.....	67
Tabel 4. 4 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 40 km/h dengan pengereman.....	69
Tabel 4. 5 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 45 km/h dengan pengereman.....	69

Tabel 4. 6 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Birell</i> Kecepatan 50 km/h dengan pengereman.....	70
Tabel 4. 7 Rincian Berat pada <i>Go-kart Birell</i>	71
Tabel 4. 8 Rincian Variasi Beban F pada <i>Chassis Birell</i>	72
Tabel 4. 9 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman.....	74
Tabel 4. 10 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman.....	74
Tabel 4. 11 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman.....	74
Tabel 4. 12 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 40 km/h dengan pengereman.....	76
Tabel 4. 13 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 45 km/h dengan pengereman.....	76
Tabel 4. 14 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Tony Kart</i> Kecepatan 50 km/h dengan pengereman.....	77
Tabel 4. 15 Rincian Berat pada <i>Go-kart Tony Kart</i>	79
Tabel 4. 16 Rincian Variasi Beban F pada <i>Chassis Tony Kart</i> ...	79
Tabel 4. 17 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman.....	81
Tabel 4. 18 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman.....	81
Tabel 4. 19 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman.....	82
Tabel 4. 20 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 40 km/h dengan pengereman.....	84
Tabel 4. 21 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 45 km/h dengan pengereman.....	85
Tabel 4. 22 Gaya <i>input</i> pada <i>Go-kart Arrow</i> Kecepatan 50 km/h dengan pengereman.....	85
Tabel 4. 23 Rincian Berat pada <i>Go-kart Arrow</i>	87
Tabel 4. 24 Rincian Variasi Beban F pada <i>Chassis Arrow</i>	87
Tabel 4. 25 Hasil Konvergensi <i>Chassis Birell</i> Pembebanan Belok ke Kiri pada 45 km/h.....	88

Tabel 4. 26 Hasil Konvergensi Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Belok ke Kiri pada 45 km/h.....	89
Tabel 4. 27 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Birell</i> Pembebanan Torsional	91
Tabel 4. 28 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h.....	92
Tabel 4. 29 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h.....	93
Tabel 4. 30 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Tony Kart</i> Pembebanan Torsional	95
Tabel 4. 31 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h.....	96
Tabel 4. 32 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h.....	97
Tabel 4. 33 Hasil Uji Konvergensi Chassis <i>Arrow</i> Pembebanan Torsional	99
Tabel 4. 34 Data Spesifikasi Perhitungan Chassis <i>Tony Kart</i> pada Kecepatan 45 km/h.....	102
Tabel 4. 35 Hasil Perhitungan Gaya Normal pada tiap Roda ...	102
Tabel 4. 36 Perbandingan Hasil Modifikasi Chassis <i>Tony Kart</i> pada Kecepatan 45 km/h	152

Halaman ini Sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Perlombaan *go-kart* merupakan salah satu olahraga otomotif yang populer di Indonesia dan merupakan wahana berlatih untuk perlombaan yang lebih tinggi. *Go-kart* pertama kali diperkenalkan di Indonesia pada tahun 1967 oleh Hengky Iriawan. Gagasan pembuatan mesin *go-kart* sendiri berasal dari beberapa mahasiswa ITB (Institut Teknologi Bandung) Jurusan Mesin saat itu (Ikatan Motor Indonesia, 2018). Di mana dalam perkembangannya, olahraga otomotif ini masihlah diminati masyarakat Indonesia dengan beberapa kali diadakannya perlombaan *go-kart* di Sirkuit Sentul, Bogor. Di daerah Surabaya, perkembangan perlombaan *go-kart* masih kurang berkembang karena minimnya sirkuit yang dapat dipakai. Namun, adanya rencana pengembangan sirkuit *go-kart* di area Gelora Bung Tomo diharapkan dapat membuka kembali peluang perkembangan perlombaan *go-kart* di Surabaya.

Go-kart merupakan kendaraan yang banyak diaplikasikan dalam lintasan balap. Saat *go-kart* sedang berlomba di lintasan balap, *go-kart* dituntut mampu berakselerasi tinggi dan melaju kencang. Selain cepat dalam lintasan lurus, *go-kart* perlu juga lincah saat berbelok. Kelincahan ini merupakan hal penting dikarenakan karakteristik lintasan *go-kart* yang memiliki banyak belokan di dalamnya. Sehingga *go-kart* perlu didesain untuk dapat lincah saat sedang perlombaan.

Namun, *go-kart* biasanya tidak dilengkapi dengan *differential gear* dan sistem suspensi untuk memenuhi standar perlombaan. *Differential gear* berfungsi untuk mengatur agar roda belakang bagian dalam dapat berputar dengan kecepatan sudut yang sama dengan roda belakang bagian luar ketika berbelok. Ketidadaan *differential* ini dapat mengurangi performa *go-kart* untuk berbelok dengan lincah dalam balapan. Maka, *go-kart* didesain agar roda belakang bagian dalamnya dapat terangkat

ketika berbelok untuk mengatasi keterbatasan ini. Fenomena ini biasanya disebut oleh beberapa komunitas *go-kart* sebagai efek *jacking*.

Efek *jacking* sangat membantu *go-kart* dalam meningkatkan performa *go-kart* saat berbelok. Dari hasil perbincangan beberapa komunitas *go-kart* mengatakan efek ini dipengaruhi oleh banyak faktor. Di mana salah satu faktor tersebut adalah desain *chassis go-kart* yang cukup fleksibel. Selain itu, beberapa komunitas pengendara juga menganjurkan penggunaan strategi pengereman saat berbelok untuk dapat membantu timbulnya efek *jacking* pada *go-kart*.

Chassis kendaraan adalah komponen kendaraan yang fungsi utamanya adalah sebagai rangka penguat konstruksi bodi kendaraan agar mampu menahan beban kendaraan dan beban dampak saat terjadi tabrakan sehingga melindungi penumpang (Sutantra & Sampurno, 2010). *Chassis go-kart* selain didesain kuat untuk menahan beban kendaraan. *Chassis* juga harus didesain cukup fleksibel terhadap kekakuan torsional sehingga memungkinkan terjadinya *jacking*. Selain itu, Fleksibilitas ini juga dimaksudkan sebagai pengganti sistem suspensi yang tidak ditemui pada *go-kart*. Sehingga, analisis terkait nilai kekakuan torsional, efek *jacking*, dan kekuatan *chassis go-kart* merupakan hal penting yang perlu diperhatikan saat mendesain suatu *go-kart*.

Mirone (2009) pernah meneliti tentang sifat fleksibilitas *chassis go-kart* dengan memberikan pembebanan torsional menggunakan metode eksperimental. Mirone menjelaskan bahwa fleksibilitas *chassis go-kart* memiliki peran penting sebagai pengganti sistem suspensi yang tidak dimiliki *go-kart*. Pada penelitiannya, *chassis go-kart* diberikan beban torsi dengan memberi bagian belakang kendaraan tumpuan *fix*. Di mana penelitiannya menunjukkan besar deformasi vertikal terhadap beban torsi yang diberikan dari *go-kart* yang diteliti (Mirone, 2009).

Liang, et al (2007) meneliti pula tentang sifat fleksibilitas *chassis go-kart* dengan memberikan pembebanan torsional. Pada

penelitiannya, Liang, et al menggunakan metode simulasi pada *software FEM LS-DYNA 3D*. Liang, et al menjelaskan dalam penelitiannya bahwa fleksibilitas *chassis go-kart* penting sebagai pengganti sistem suspensi dan membantu *go-kart* saat melakukan *cornering*. *Chassis go-kart* yang diteliti Liang, et al dimodelkan dan diberi pembebanan dengan menumpu bagian belakang *chassis* dengan tumpuan *fix*. Sementara bagian depan *chassis* diberikan beban torsi. Hasil akhir dari penelitian ini berupa *angle of twist* dan *torsional rigidity* dari beberapa model *chassis* yang nantinya dibandingkan satu sama lain (Liang, et al., 2007). Dari penjelasan tersebut dapat dilihat bahwa penelitian tentang *chassis go-kart* telah beberapa kali dilakukan.

Oleh karena itu, penelitian lebih lanjut tentang kekakuan *chassis go-kart* dan kaitannya terhadap efek *jacking* serta kekuatan dari *chassis* terutama saat berbelok masih perlu dilakukan. Penelitian kali ini akan dilakukan dengan memodelkan tiga *chassis go-kart* dari kelompok yang berbeda. Kemudian, *chassis go-kart* akan dianalisa menggunakan bantuan *software* berbasis metode elemen hingga (*finite element method*) dengan diberikan pembebanan kuasi statis yang mewakili kondisi nyata beban pada kendaraan. Dalam penelitian kali ini, *chassis go-kart* akan dianalisa menggunakan kondisi beban keadaan berbelok dan juga beban torsional. Sehingga nantinya dapat diketahui besar kekakuan torsional dan kekuatan *chassis* serta efeknya terhadap efek *jacking* dengan menggunakan metode elemen hingga. Selain itu, penelitian ini akan melihat juga pengaruh beban pengereman yang diterima *chassis* saat berbelok terhadap efek *jacking* dan kekuatan *chassis*.

I.2 Rumusan Masalah

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa rumusan masalah yang antara lain sebagai berikut :

1. Bagaimana *torsional rigidity* dari tiga jenis *chassis go-kart* melalui pembebanan torsional.
2. Bagaimana pengaruh dari kekakuan dari tiga jenis *chassis go-kart* terhadap efek *jacking*.

3. Bagaimana karakter kekuatan dari tiga jenis *chassis go-kart* pada pembebanan kondisi belok.
4. Bagaimana pengaruh beban pengereman saat berbelok pada efek *jacking* dan kekuatan dari tiga jenis *chassis go-kart*.

I.3 Tujuan

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa tujuan yang ingin dicapai antara lain sebagai berikut :

1. Mengetahui *torsional rigidity* dari tiga jenis *chassis go-kart* melalui pembebanan torsional.
2. Mengevaluasi pengaruh dari kekakuan dari tiga jenis *chassis go-kart* terhadap efek *jacking*.
3. Mengetahui karakter kekuatan dari tiga jenis *chassis go-kart* pada pembebanan kondisi belok.
4. Mengevaluasi pengaruh beban pengereman saat berbelok pada efek *jacking* dan kekuatan dari tiga jenis *chassis go-kart*.

I.4 Manfaat

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, terdapat beberapa manfaat yang antara lain sebagai berikut :

1. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk pendesainan *go-kart* di Indonesia kedepannya.
2. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk penelitian di bidang *go-kart* selanjutnya di Departemen Teknik Mesin ITS.
3. Hasil penelitian dari tugas akhir ini dapat membantu pemahaman mahasiswa dalam bidang perancangan dan pengembangan kendaraan khususnya *go-kart*.
4. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan masukan kepada tim pembalap dalam pemilihan *chassis* terhadap lintasan balap yang akan dipakai.

I.5 Batasan Masalah

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, akan ditentukan beberapa batasan masalah yang beberapa didapat dari data lapangan yang diambil Muhammad Irsyaduddin dalam penelitiannya (Irsyadudin, 2018), standar yang ada, serta hasil wawancara dengan Bapak Ananto Setiawan dan Bapak Irawan Soepardjo dari tim Semut Ireng selaku ahli di bidang *go-kart*. Batasan masalah dalam tugas akhir kali ini antara lain dapat dilihat sebagai berikut :

1. *Massa* bagian-bagian kendaraan yang terlibat dalam perhitungan :
 - a. *chassis birell* : 14,98 kg
 - b. *chassis tony kart* : 12,92 kg
 - c. *chassis arrow* : 13,557 kg
 - d. *Drivetrain* : 6 kg
 - c. Tangki : 5,4 kg
 - d. *Engine + Knalpot* : 39,2 kg
 - e. Roda dan *Velg* : 0,6 kg
 - f. Pengendara : 60 kg
2. *Massa* selain *chassis*, *Engine*, tangki bahan bakar, *Drivetrain*, roda dan pengendara, diabaikan karena dianggap kecil dan untuk menyederhanakan perhitungan.
3. Penelitian kali ini hanya meneliti bagian *chassis* utama dari *go-kart* tanpa memperhatikan *chassis* tambahan *go-kart*.
4. *Go-kart* mampu berbelok pada lintasan dengan radius belok sebesar 4,6 m dengan kecepatan sebesar 40 km/h, 45km/h, dan 50 km/h.
5. *Go-kart* mampu melakukan pengereman dari kecepatan 50 km/h sampai berhenti dengan jarak 3 meter.
6. Besar sudut side slip (β) diasumsikan sama untuk setiap komponen kendaraan.
7. Roda diasumsikan tidak terdefleksi sehingga tumpuan *chassis* dapat diletakkan dititik pusat poros roda.

8. *Go-kart* yang digunakan merupakan jenis *racing go-kart*. Sehingga *go-kart* tidak memiliki sistem differensial, sistem suspensi dan sistem *gearbox*.
9. Pembebanan yang diberikan terjadi pada mounting pada *chassis* untuk tiap-tiap komponen.
10. Tumpuan masing-masing massa dianggap tidak mempunyai reaksi momen dan hanya mempunyai reaksi F_x , F_y dan F_z .
11. Sambungan las dari setiap *joint* dianggap sempurna, sehingga keseluruhan bentuk rangka merupakan satu kesatuan yang *rigid*.
12. Material yang digunakan adalah AISI 4130 Chromolly.

I.6 Sistematika Penulisan

Pada penyusunan penelitian tugas akhir kali ini memiliki sistematika penulisan sebagai berikut ini :

Bab I Pendahuluan

Bab ini menjelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini menjelaskan mengenai teori, temuan, referensi, dan bahan penelitian lain yang digunakan dalam penyusunan penelitian tugas akhir kali ini.

Bab III Metodologi

Bab ini menjelaskan mengenai prosedur dalam menjalankan pengujian, pengambilan data serta menjelaskan bagaimana prosedur analisa data tersebut.

Bab IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini menjelaskan mengenai hasil perhitungan, hasil simulasi dan pembahasan mengenai penelitian yang dilakukan.

Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini menjelaskan mengenai kesimpulan dari pembahasan hasil penelitian yang dilakukan serta berisi saran untuk penelitian selanjutnya

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

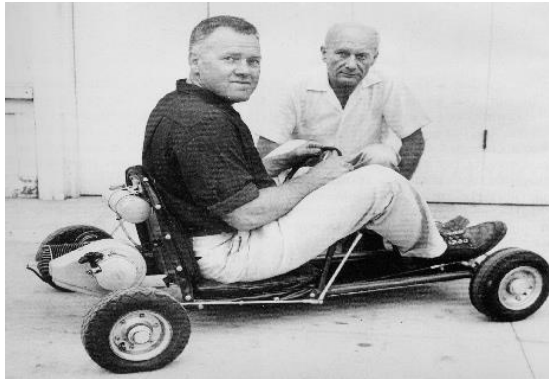
II.1 *Go-kart*

Teknologi *go-kart* telah dikembangkan sejak ditemukannya roda pada peradaban manusia. Tapi, teknologi ini belumlah digunakan dalam kegiatan balapan selama 300 tahun di Amerika. *Go-kart* pertama kali ditemukan di California, USA pada sekitar tahun 1956 oleh Art Ingels dan Lou Borelli menggunakan mesin penggerak 100 cc dan *frame* baja. Kemudian, balap *go-kart* mulai berkembang dengan semakin tingginya popularitas *go-kart* yang makin merambah di luar Amerika Serikat. Pada sekitar tahun 1959-1960, *go-kart* saat itu mulai dikenal dan populer di Inggris. Dengan jangka waktu yang cukup lama sejak ditemukannya, *go-kart* telah digunakan baik untuk tujuan hiburan maupun olahraga otomotif. (Chow, 2001)

Menurut International Karting Commision – Federation International Automobile (CIK-FIA), *go-kart* dapat didefinisikan sebagai kendaraan darat dengan 4 roda yang bersentuhan dengan tanah. Di mana dua diantaranya mengontrol *steering* sedangkan dua sisanya berguna untuk mentransmisikan daya. Komponen utama dari *go-kart* adalah *chassis* (terdiri dari *frame* yang terbuat dari susunan baja yang dibengkokkan dan dilas) dengan sebuah mesin penggerak, empat roda, dan ban yang melekat pada *chassis* tersebut. (Chow, 2001).

Go-kart pertama kali diperkenalkan di Indonesia pada tahun 1967 oleh Hengky Iriawan, gagasan pembuatan mesin *go-kart* berasal dari beberapa mahasiswa ITB (Institut Teknologi Bandung) Jurusan Mesin, ide ini diprakarsai oleh Ir. Basuki Subiyakto, M. Nafi, B.Sunaryo, H. Utama, dan Ir. Wibisarto. Sejak itu lapangan parkir Ganesha ITB menjadi trek *go-kart* di Indonesia lalu dibuat trek resmi pertama yang berada di Ancol, Jakarta. (Ikatan Motor Indonesia, 2018). Saat ini balap *go-kart* cukuplah populer dengan beberapa kali diadakannya kompetisi seperti ie

shark Rok GP di kawasan Sirkuit Sentul Bogor beberapa waktu lalu.



Gambar 2. 1 Pelopor *Go-kart*, Art Ingels dan Lou Borelli (British Historic Kart Club, 2018)

II.2 Chassis *Go-kart*

Komponen rangka (*chassis*) kendaraan adalah komponen kendaraan yang fungsi utamanya adalah sebagai rangka penguat konstruksi bodi kendaraan agar mampu menahan beban kendaraan dan beban dampak saat terjadi tabrakan sehingga dapat melindungi penumpang (Sutantra & Sampurno, 2010). *Chassis* kendaraan merupakan tempat diletakkannya komponen suspensi, *steering*, dan *drivetrain* (seperti *engine* dan transmisi). Pada kendaraan umum *chassis* haruslah kuat dan memiliki kekakuan yang baik untuk membantu komponen suspensi. (Chow, 2001)

Pada *chassis go-kart* sendiri terbuat dari *beam* baja yang dibengkokkan dan dilas menjadi satu dengan desain tertentu. Aspek yang paling penting dari *chassis go-kart* selain dari kekuatannya yaitu fleksibilitasnya. Di mana fleksibilitas *chassis* ini sangatlah krusial saat berbelok ketika balapan. Fleksibilitas *chassis go-kart* ini dapat diraih baik dengan penggunaan material jenis tertentu seperti *Chrome-molly* ataupun dengan mendesain bentuk *chassis* tertentu. (Chow, 2001). Fleksibilitas *chassis go-kart* ini dapat berfungsi sebagai pengganti sistem suspensi yang tidak

dimiliki oleh *go-kart*. Selain itu *chassis go-kart* yang cukup fleksibel memungkinkan terangkatnya roda belakang bagian dalam saat mengalami belokan (*jacking*). Di mana fenomena inilah yang dapat mempermudah *go-kart* berbelok dalam perlombaan.



Gambar 2. 2 (a) arrow (b) Tony kart (c) Intrepid (d) Birell
(Irsyadudin, 2018)

Irsyadudin dalam penelitiannya mengatakan bahwa ada beberapa jenis *chassis* yang cukup populer untuk digunakan dalam perlombaan-perlombaan di Indonesia antara lain adalah kosmic, *tony kart*, fernando alonso, swiss hutless, intrepid, *birell*, dan *arrow*. Dari segi karakteristik, beberapa jenis *chassis* tersebut dapat di kelompokkan menjadi empat kelompok. Kelompok pertama terdiri dari kosmic, *tony kart*, dan fernando alonso. *Chassis* ini memiliki fleksibilitas yang baik, mudah di-*setting*, dan memiliki *spare part* yang mudah didapatkan di Indonesia. Kelompok kedua terdiri dari swiss hutless dan intrepid. *Chassis* ini memiliki karakteristik yang lebih kaku dari pada *tony kart*. Kelompok ketiga ialah *Chassis* merk *birell*. *Chassis* ini cenderung lebih kaku dari pada intrepid dan memiliki *setting* yang sangat rumit, hal ini dikarenakan banyaknya jenis *sparepart* yang dimiliki *chassis* birel untuk suatu bagian tertentu. Kelompok yang terakhir ialah *chassis arrow*. *Chassis* ini paling kaku dibanding empat kelompok terdahulu dan sangat cocok untuk digunakan dalam kelas *shifter kart*. (Irsyadudin, 2018)

II.3 Efek *Jacking* pada *Go-kart*

Go-kart di lapangan biasanya tidak memiliki sistem differensial. Tidak adanya differensial ini membuat *go-kart* akan kesulitan untuk berbelok dengan lincah. Untuk mengatasi hal ini, *go-kart* biasanya didesain untuk dapat mengalami *jacking*. ***Jacking*** atau ***Tire Lift*** merupakan fenomena pada *go-kart* saat berbelok di mana roda belakang bagian dalam akan terangkat. (Brouillard, 2016). Fenomena *Jacking* pada *go-kart* ini dapat ditunjukkan seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2. 3 Efek *Jacking* pada *Go-kart*
(Brouillard, 2016)

Efek *jacking* ini dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor diantaranya *steering geometry*, kekakuan *rear axle*, dan fleksibilitas *chassis*. Fenomena *Jacking* sendiri sebenarnya telah menjadi bahasan dikalangan pengendara *go-kart* (Brouillard, 2016). Namun penelitian lebih lanjut terkait efek ini terutama di Indonesia masih kurang. Oleh karena itu, penelitian lanjut mengenai efek *jacking* pada *go-kart* ini masih diperlukan. Di mana efek ini akan dilihat dari keterkaitannya terhadap fleksibilitas *chassis* di penelitian kali ini.

II.4 Material *chassis Go-kart*

Fleksibilitas *chassis go-kart* ini dapat diraih baik dengan penggunaan material jenis tertentu seperti Chrome-molly ataupun dengan mendesain bentuk *chassis* tertentu. (Chow, 2001). Material yang digunakan *Chrome-molly (chromolly)* khususnya AISI 4130 dianggap memiliki *property* yang baik dan biasa digunakan untuk pembuatan *chassis go-kart racing*.

Tabel 2. 1 Property material AISI 4130 chromolly (AZoM, 2012).

Properties	Metric	Imperial
Density	7.85 g/cm ³	0.284 lb/in ³
Melting point	1432°C	2610°F
Properties	Metric	Imperial
Tensile strength, ultimate	560 MPa	81200 psi
Tensile strength, yield	460 MPa	66700 psi
Modulus of elasticity	190-210 GPa	27557-30458 ksi
Bulk modulus (Typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (Typical for steel)	80 GPa	11600 ksi
Poissons ratio	0.27-0.30	0.27-0.30
Elongation at break (in 50 mm)	21.50%	21.50%
Reduction of area	59.6	59.60%
Hardness, Brinell	217	217

II.5 Regulasi *Go-kart*

II.5.1 Regulasi Balapan dan Lintasan *Go-kart* di Amerika State of North Carolina 13 NCAC 15 .049

Pada standar *go-kart* yang ada di negara bagian North Carolina, mengatur ukuran dari *track go-kart* yang diperbolehkan dengan kecepatan *go-kart* maksimal yang dianjurkan. Berdasarkan regulasi tersebut, *track go-kart* diharuskan untuk memiliki ukuran radius belok minimum 15 *feet* atau sekitar 4,6 m. Dengan kecepatan maksimal yang dianjurkan sebesar 28 mile/h atau sekitar 45 km/h. (North Carolina State Government, 2016)



Gambar 2. 4 *Track Go-kart Go Pro Motorplex* di NC, USA
(MotorPlex., n.d.)

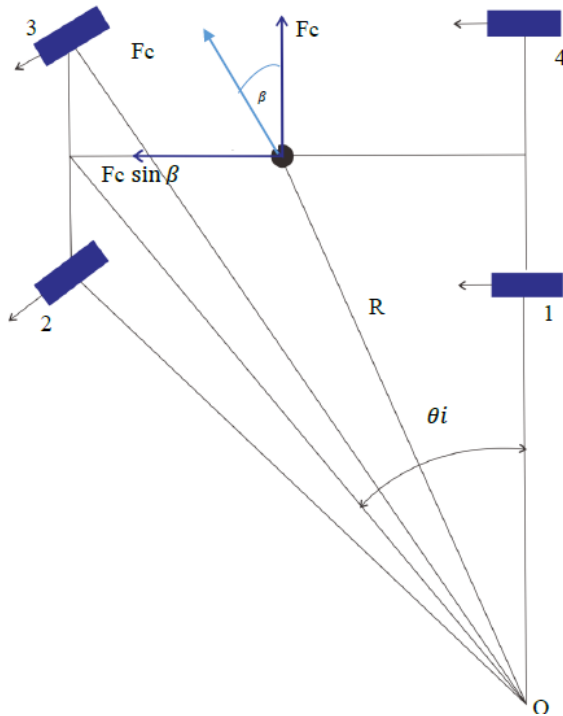
II.5.2 Regulasi Sirkuit *Go-kart* oleh CIK-FIA

Pada regulasi *go-kart* yang dikeluarkan oleh komite karting internasional CIK-FIA, mengatur ukuran dari *track go-kart* yang diperbolehkan. Di mana panjang sirkuit minimum haruslah sebesar 800 meter untuk kejuaraan CIK-FIA. Kemudian memiliki lebar minimum 7 meter dan maksimum 12 meter. Di mana panjang antara jarak lintasan lurus di garis finish dan start minimal sebesar 100 meter. (CIK-FIA, 2018)

II.6 Dinamika Kendaraan

II.6.2 Gaya Sentrifugal

Gerakan belok adalah gerakan yang paling kritis dari suatu kendaraan. Pada saat kendaraan bergerak belok akan terjadi gaya sentrifugal yang merupakan gaya kesamping arah luar sumbu belok yang mana dapat mengganggu stabilitas kendaraan. Gaya sentrifugal dapat digambarkan pada *free body diagram* seperti gambar dibawah ini.



Gambar 2. 5 Sentrifugal pada Kendaraan Berbelok
(Sutantra & Sampurno, 2010)

Kemudian gaya kesamping yang terjadi kendaraan (F_c) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_c = m a_{\text{sentrifugal}} \quad (2.1)$$

$$F_c = m \frac{V^2}{R} \quad (2.2)$$

Di mana :

m = massa kendaraan (kg)

V = kecepatan kendaraan (m/s)

R = radius belok kendaraan (m)

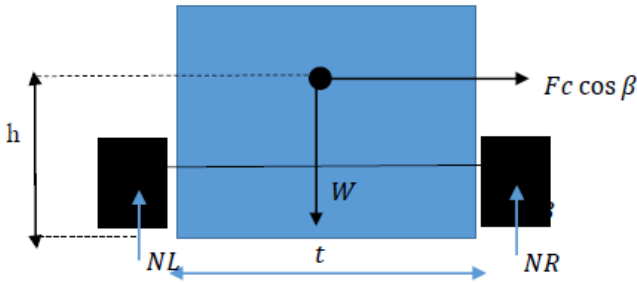
Sementara sudut *side slip* kendaraan β dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\beta = \arcsin \frac{b}{R} \quad (2.3)$$

(Sutantra & Sampurno, 2010)

II.6.3 Dinamika Kendaraan Belok

Pada saat kendaraan bergerak belok, kendaraan dapat terguling. Hal ini dikarenakan adanya gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan saat berbelok. Karena *go-kart* tidak memiliki suspensi maka dinamika kendaraan saat berbelok dapat digambarkan pada *free body diagram* berubah bodi kaku pada gambar dibawah ini.



Gambar 2. 6 Dinamika Kendaraan Berbelok tanpa Suspensi
(Sutantra & Sampurno, 2010)

Kemudian saat melihat resultan momen di titik B maka dapat dirumuskan sebagai berikut ($N_L=0$) :

$$M_b = Fc \cdot \cos \beta \cdot h - W \cdot t/2 \quad (2.4)$$

Sehingga kendaraan dapat dikatakan terguling jika,

$$Fc \cdot \cos \beta \cdot h \geq W \cdot t/2 \quad (2.5)$$

Di mana :

Fc = gaya sentrifugal

β = sudut menyamping (*side slip angle*)

h = tinggi c.g sprung kendaraan

t = lebar kendaraan

(Sutantra & Sampurno, 2010)

II.6.4 Analisa Guling Kendaraan

Analisa guling dimaksudkan untuk mencari kondisi terangkatnya salah satu atau kedua roda depan atau belakang kendaraan bagian dalam saat berbelok. Terangkatnya salah satu roda atau atau kedua roda tersebut dalam menunjukkan adanya kemungkinan kendaraan akan terguling. (Sutantra & Sampurno, 2010). Roda dikatakan terangkat jika gaya normal yang terjadi di pada roda tersebut sebesar 0 atau negatif. Gaya normal yang terjadi pada masing masing roda adalah gaya normal akibat berat kendaraan, perpindahan gaya normal karena momen guling, dan perpindahan gaya normal karena momen *pitching*. Secara umum dapat dirumuskan :

$$F_{zi} = W_i \pm F_{mgi} \pm F_{mpi} \quad (2.6)$$

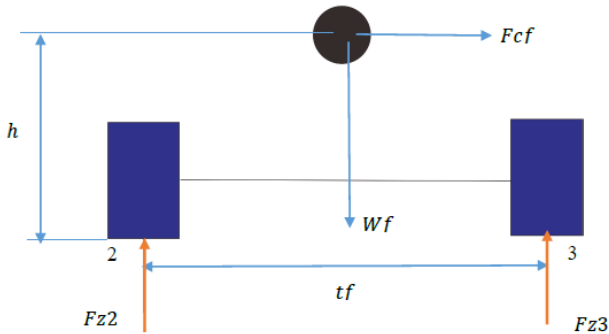
Di mana :

F_{zi} = gaya normal pada masing-masing roda ($i=1,2,3,4$)

W_i = gaya berat pada masing-masing roda

F_{mgi} = gaya normal pada roda akibat momen guling

F_{mpi} = gaya normal pada roda akibat momen *pitching*

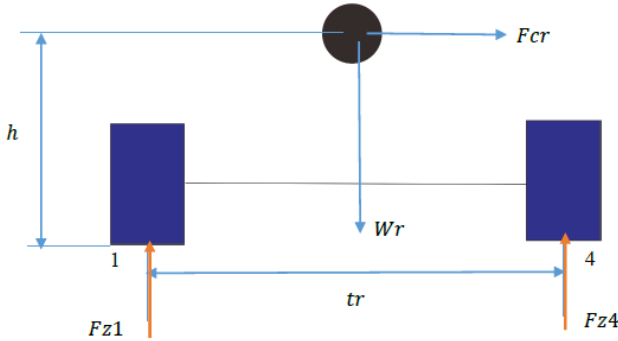


Gambar 2. 7 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Depan
(Sutantra & Sampurno, 2010)

Dengan menerapkan rumus statika dapat dicari besar gaya normal pada roda depan kendaraan.

$$F_{z2} = \frac{b}{2(a+b)} (W) - \frac{b}{(a+b)} \frac{(F_c \cos \beta h)}{t_f} + \frac{(h.F_c \sin \beta)}{2(a+b)} \quad (2.7)$$

$$Fz3 = \frac{b}{2(a+b)} (W) + \frac{b}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta)}{tf} + \frac{(h.Fc \sin \beta)}{2(a+b)} \quad (2.8)$$



Gambar 2. 8 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Belakang (Sutantra & Sampurno, 2010)

Dengan menerapkan rumus statika dapat dicari besar gaya normal pada roda belakang kendaraan.

$$Fz1 = \frac{a}{2(a+b)} (W) - \frac{a}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tr} - \frac{(h.Fc \sin \beta)}{2(a+b)} \quad (2.9)$$

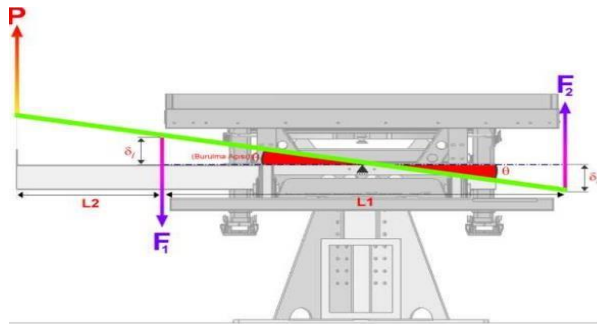
$$Fz4 = \frac{a}{2(a+b)} (W) + \frac{a}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tr} - \frac{(h.Fc \sin \beta)}{2(a+b)} \quad (2.10)$$

(Sutantra & Sampurno, 2010)

II.7 Torsional Rigidity

Salah satu hal penting pada *chassis* adalah nilai kekakuan *chassis* tersebut. Besarnya nilai kekakuan ini dapat dicari dengan menggunakan *torsional rigidity*. *Torsional rigidity* dapat dihitung dengan menggunakan memberikan momen torsi pada *chassis*. Pada penelitian kali ini pengujian *torsional rigidity* disimulasikan menggunakan metode elemen hingga. Pada analisa kali ini, beban diberikan pada dua sisi yang berlawanan pada bagian tumpuan roda depan *chassis* yang membentuk momen kopel. Sementara pada bagian tumpuan roda belakang *chassis* digunakan *fix support*. Pengujian tersebut akan menghasilkan nilai torsi dan sudut puntir

yang mana nantinya dapat diubah menjadi nilai *torsional rigidity* (Zaqqi, 2015).



Gambar 2. 9 Pengujian Torsional Rigidity pada *chassis* (Zaqqi, 2015)

Besarnya torsi (T) dan sudut puntir (θ) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = P \times \left(\frac{L_1}{2} + L_2 \right) = \left(\frac{F_1 + F_2}{2} \right) \times L_1 \quad (2.11)$$

$$\theta = \arcsin \left(\frac{|\delta_1| + |\delta_2|}{L_1} \right) \quad (2.12)$$

Keterangan :

P = gaya yang diberikan pada *chassis* (N)

F1 = gaya reaksi 1 (N)

F2 = gaya reaksi 2 (N)

L1 = jarak antara dua gaya (m)

L2 = jarak lengan gaya di luar kendaraan (m)

θ = sudut puntir (degree)

δ_1 = *displacement* pada sisi kiri (m)

δ_2 = *displacement* pada sisi kanan (m)

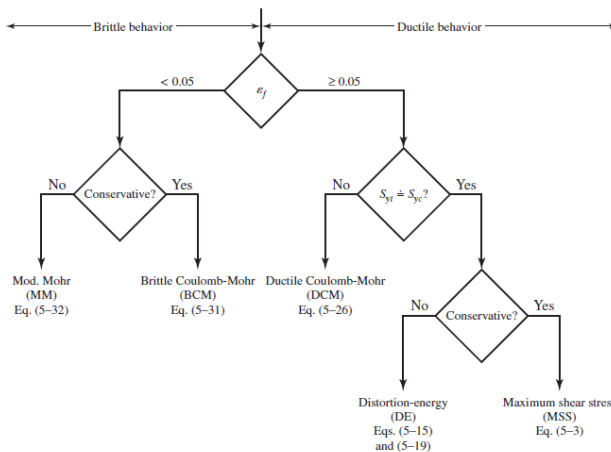
(Zaqqi, 2015)

Menurut Biancolini dalam penelitiannya merekomendasikan bahwa untuk memiliki kinerja yang baik, *torsional rigidity* dari *chassis go-kart* haruslah melebihi kisaran 165 ~ 169 (N.m/deg) (Biancolini, et al., 2002). Sehingga *chassis*

go-kart yang nantinya akan diteliti diharapkan dapat memenuhi rekomendasi tersebut.

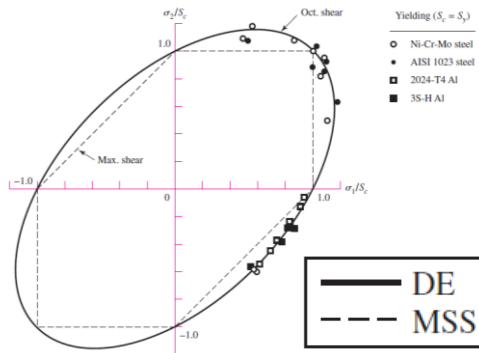
II.8 Teori Kegagalan

Analisa Kegagalan sangat bergantung dari jenis dan karakteristik material yang dianalisa. Suatu material yang akan dianalisa haruslah diklasifikasikan terlebih untuk mengetahui karakteristiknya. Pada gambar 2.11 diperlihatkan alur klasifikasi material untuk melakukan analisa kegagalan. Material logam diklasifikasikan berdasarkan karakteristik struktural logam menjadi *brittle* dan *ductile*. Material *ductile* biasanya memiliki nilai regangan saat patah (ϵ_f) $\geq 0,05$. Sementara material brittle memiliki nilai regangan saat patah (ϵ_f) $< 0,05$. Kemudian material *ductile* dapat diklasifikasikan lagi berdasar *yield strength*-nya. Jika material memiliki nilai *yield strength* tekan sama dengan *yield strength* tarik maka teori yang dapat digunakan adalah *Distortion Energy Theory* (DET) atau *Maximum Shear Stress Theory* (MSST) (Budynas & Nisbeth, 2011).



Gambar 2. 10 Alur Klasifikasi Material pada Teori Kegagalan (Budynas & Nisbeth, 2011)

Pemilihan diantara dua teori akan didasarkan pada kebutuhan penggunaan teori tersebut. MSST yang lebih konservatif biasanya digunakan untuk kebutuhan desain. Sementara jika untuk melakukan analisa kegagalan biasanya menggunakan DET. Seperti pada gambar di bawah ini memperlihatkan DET memiliki jangkauan hasil yang lebih luas dari poin data daripada MSST (Budynas & Nisbeth, 2011). Sehingga DET yang lebih cocok digunakan dalam analisa kegagalan yang akan dipakai pada analisa tugas akhir kali ini.



Gambar 2. 11 Plot Data Eksperimen pada DET dan MSST (Budynas & Nisbeth, 2011)

II.8.1 Distortion Energy Theory (DET)

Distortion Energy Theory (DET) merupakan teori yang memprediksikan bahwa *yielding* saat *distortion strain energy* per unit volume sama dengan atau melebihi dari *distortion strain energy* per unit volume saat terjadi *yield* pada saat ditarik ataupun ditekan untuk material yang sama (Budynas & Nisbeth, 2011). Teori ini memprediksikan bahwa *yield* akan terjadi jika,

$$S_y \leq \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

Jika pada kasus sederhana, misalkan *yield* dapat berlangsung saat $\sigma \geq S_y$. Sehingga bagian kiri dari persamaan 2.13 dapat dianggap

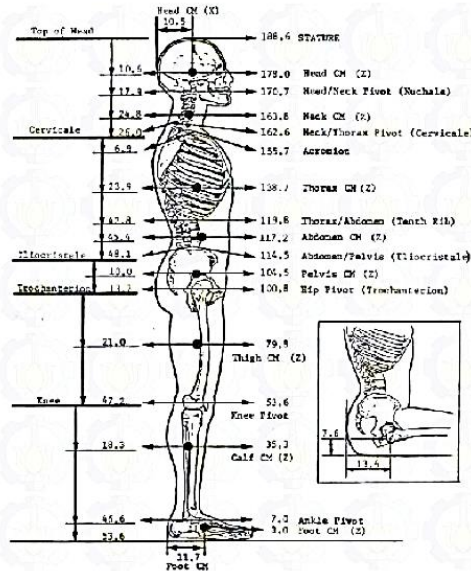
menjadi *single, effective or equivalent stress*. *Effective stress* ini biasanya disebut *von Misses stress* (σ'). Di mana untuk komponen xyz dari *three dimensional stress*, persamaan *von Misses stress* berubah menjadi

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad (2.14)$$

(Budynas & Nisbeth, 2011)

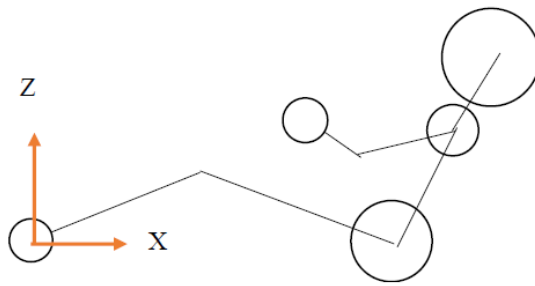
II.9 Antropometri Pengendara

Beban pengendara memiliki peranan yang penting dalam analisa beban pada *chassis*. Karena itu perlu diperhatikan persebaran ukuran dan titik berat pada tubuh manusia. Berikut merupakan beberapa standar antropometri pada 95th persentil manusia.



Gambar 2. 12 Titik Berat Organ pada 95th percentile Manusia (Cheverud, 1988)

Muhammad Fadlil Adhim dalam penelitiannya telah mengidentifikasi titik berat manusia pada 95th *percentile male* saat sedang dalam kondisi mengemudi kendaraan Sapuangan Speed (Adhim, 2014). Karena posisi pengendara antara Sapuangan Speed dan *go-kart* tidak berbeda jauh maka titik berat pengendara ini dapat dipakai dalam analisa *go-kart*. Hasil dari perhitungan titik berat pengendara tersebut dapat dilihat dibawah ini .



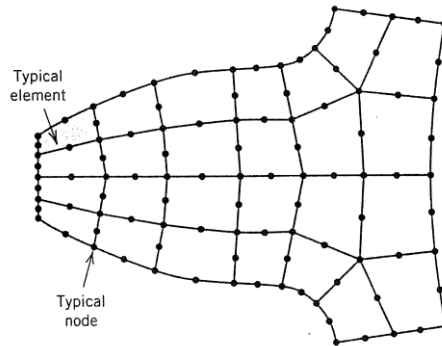
Gambar 2. 13 Letak Titik Berat Organ pada Posisi Berkendara
(Adhim, 2014)

Tabel 2. 2 Titik Berat Pengendara Sapuangan Speed 2013
(Adhim, 2014)

X	Y	Z
772,05 mm	0 (Simetris)	173,09 mm

II.10 Metode Elemen Hingga (MEH)

Metode Elemen Hingga merupakan suatu cara untuk mendapatkan solusi numerik untuk suatu permasalahan tertentu. Di mana solusi yang diberikan oleh MEH ini akan berupa perkiraan dari solusi permasalahan tersebut. MEH dapat digunakan untuk berbagai permasalahan seperti analisa tegangan, analisa *thermal*, analisa *fluid flow*, analisa dan sebagainya.

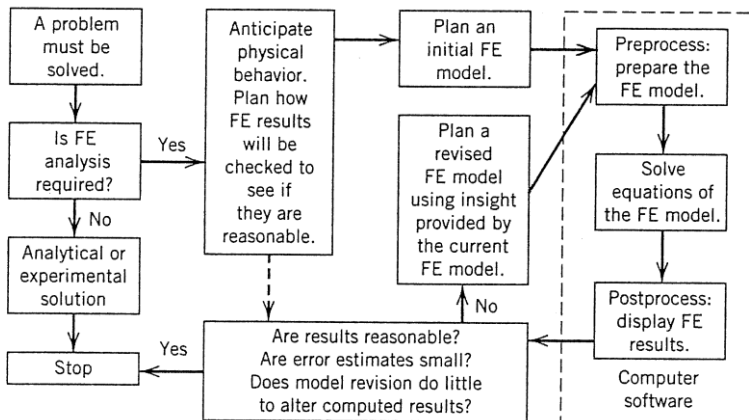


Gambar 2. 14 Model 2D Gigi dari Roda Gigi dengan MEH
(Cook, 1995)

Dalam prosesnya, MEH membagi suatu struktur menjadi elemen-elemen yang disambungkan pada *node-node* seperti pada gambar di atas. Proses ini menghasilkan beberapa persamaan aljabar simultan yang akan diselesaikan menggunakan interpolasi polinomial. Secara sederhana beberapa persamaan aljabar tersebut dapat disimbolkan dengan matriks $\mathbf{K} \cdot \mathbf{D} = \mathbf{R}$, Di mana \mathbf{D} adalah matriks vector dari nilai yang tidak diketahui, \mathbf{R} adalah matriks vector dari beban yang diberikan, dan \mathbf{K} adalah matriks dari konstanta yang diketahui. Dalam analisa tegangan, \mathbf{K} disebut sebagai “matriks kekakuan” (Cook, 1995).

II.10.1 Prosedur Analisa Metode Elemen Hingga

Dalam melakukan analisa menggunakan metode elemen hingga diperlukan langkah-langkah dalam prosedurnya. Langkah-langkah tersebut perlu diperhatikan demi mendapatkan hasil analisa MEH yang baik. Menurut Robert D. Cook dalam bukunya menjelaskan secara sederhana dan umum, analisa metode elemen hingga bisa digambarkan pada gambar 2.17. (Cook, 1995).



Gambar 2. 15 Outline Prosedur dari Analisa MEH
(Cook, 1995)

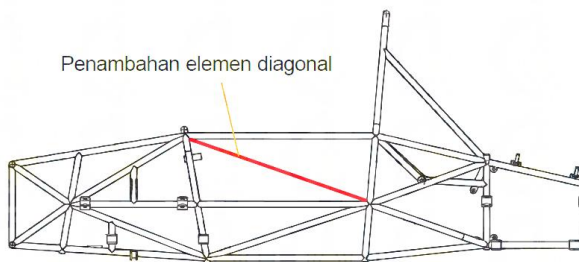
II.11 Penelitian Sebelumnya

Pada tahun 2014, **Muhammad Fadlil Adhim** melakukan penelitian tentang *chassis* Sapuangin Speed 2013 yang berjudul “Analisis Struktural Performa *chassis* Sapuangin Speed 2013”. Dalam pengujiannya, peneliti menggunakan metode elemen hingga (FMA) pada software ANSYS. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisa kekuatan dan kekakuan struktur *chassis* sapuangin speed 2013 pada 5 jenis kondisi pembebanan yaitu vertikal, torsional, akselerasi, belok, dan pengereman. Di mana dari hasil simulasi didapatkan nilai *Von Misses Stress*, deformasi total maksimal, dan angka keamanannya sebagai berikut :

Tabel 2. 3 Hasil Simulasi *chassis* Sapuangan Speed 2013
(Adhim, 2014)

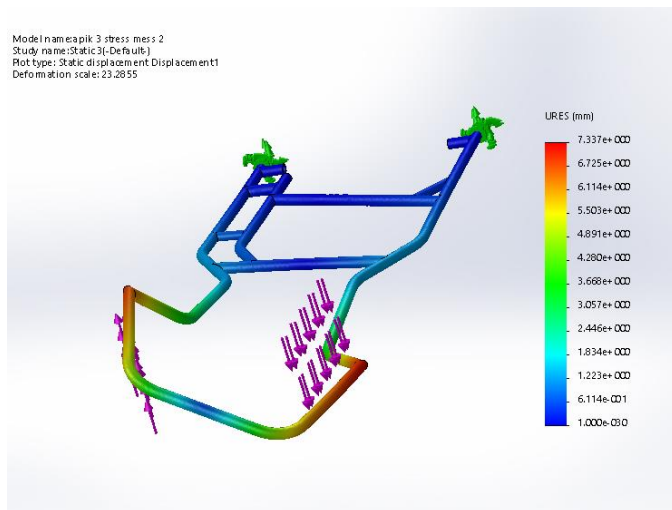
No.	Pembebanan	Von Mises Stress (MPa)	Deformasi maksimal (mm)	Angka keamanan
1	Vertikal	77.016	0.52	3.96
2	Torsional (0.5Wsprung)	187.72	7.63	1.62
3	Akselerasi	186.48	1.69	1.63
4	Belok	167.35	1.06	1.82
5	Pengereman	70.376	0.44	4.33

Setelah itu diketahui hasil dari simulasi tersebut dibuatlah penambahan elemen untuk meningkatkan angka keamanan *chassis*, yaitu penambahan pada elemen diagonal pada bagian samping pengendara. Kemudian, penambahan elemen penghubung antara dua tumpuan di bawah kursi pengendara. Serta penambahan elemen penghubung yang dapat menyalurkan secara langsung gaya dari *engine* ke *drivetrain*.



Gambar 2. 16 Tambahan Elemen *chassis* Sapuangan Speed 2013
(Adhim, 2014)

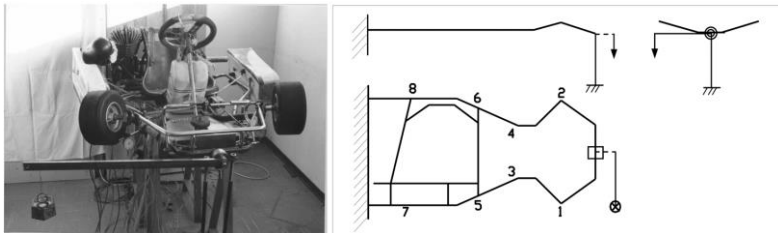
Kemudian **Muhammad Irsyaduddin** dalam tugas akhirnya melakukan penelitian tentang *chassis go-kart* yang berjudul “Analisa Kekuatan Dan Fleksibilitas *chassis* Go-Kart Dengan Menggunakan Metode Berbasis Elemen Hingga”. Dalam pengujiannya, peneliti menggunakan metode elemen hingga (FMA) pada software Solidworks. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui karakteristik kekuatan dan fleksibilitas dari 3 jenis *chassis* yang dianalisa menggunakan metode pembebanan vertical dan torsional. Di mana dapat dilihat salah satu contoh simulasinya pada gambar di bawah ini.



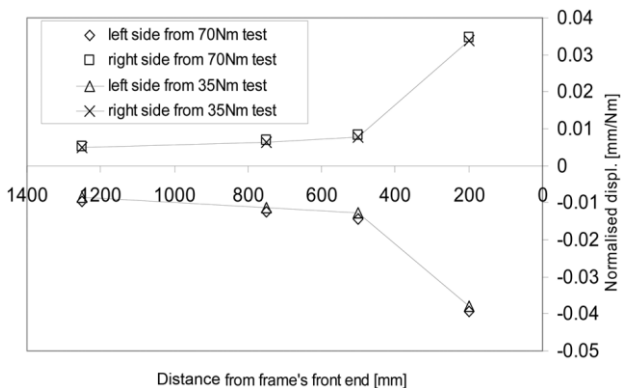
Gambar 2. 17 Simulasi *chassis* Go-kart pada Metode Torsional (Irsyadudin, 2018)

Setelah itu, **G. Mirone** dalam penelitiannya pada tahun 2009 yang berjudul “*Multi-Body Elastic Simulation Of A Go-Kart: Correlation Between Frame Stiffness And Dynamic Performance*” meneliti tentang sifat fleksibilitas *chassis go-kart* dengan memberikan pembebanan torsional menggunakan metode eksperimental serta perbandingannya dengan performa dinamis

pada *go-kart*. G Mirone menjelaskan bahwa fleksibilitas *chassis go-kart* memiliki peran penting sebagai pengganti sistem suspensi yang tidak dimiliki *go-kart*. *Chassis go-kart* diberikan torsi dengan memberi bagian belakang kendaraan dengan tumpuan *fix* seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini. Di mana akan dihasilkan besar deformasi arah vertikal pada *chassis* pada gambar di bawah ini. Kemudian hasil kekakuan tersebut dibandingkan dengan performa dinamis *chassis*. Di mana diketahui bahwa *chassis* yang semakin fleksibel dapat meningkatkan performa belok kendaraan dengan memperkecil radius belok yang dibutuhkan kendaraan. (Mirone, 2009)

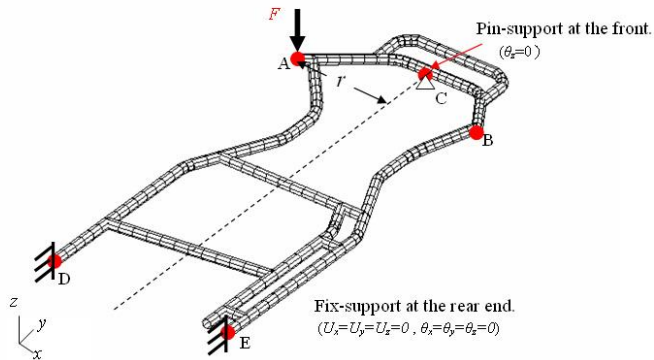


Gambar 2. 2.18 Eksperimen Beban Torsional *chassis Go-kart* (Mirone, 2009)



Gambar 2. 19 Hasil Eksperimen Torsional pada *Chassis Go-kart* (Mirone, 2009)

Kemudian, **Liang, dkk (2007)** dalam penelitiannya yang berjudul “*A Study on Torsional Stiffness of the Competition Go-kart Frame*” meneliti pula tentang sifat fleksibilitas *chassis go-kart* dengan memberikan pembebanan torsional. Pada penelitiannya Liang, dkk menggunakan metode simulasi pada software FEM. Dijelaskan dalam penelitiannya bahwa fleksibilitas *chassis go-kart* penting sebagai pengganti sistem suspensi dan juga dalam membantu *go-kart* saat *cornering*. *Chassis go-kart* yang akan diteliti dimodelkan dan diberi pembebanan dengan menumpu bagian belakang *chassis* dengan tumpuan *fix*. Sementara bagian depan *chassis* diberikan beban torsi. Hasil akhir dari penelitian ini berupa *angle of twist* dan *torsional rigidity* dari beberapa *chassis* yang mana memiliki lebar *trackwidth* depan yang berbeda. Di mana didapatkan bahwa semakin besar *trackwidth* depan *chassis go-kart* maka akan semakin besar pula kekakuan torsional *chassis* tersebut. (Liang, et al., 2007)

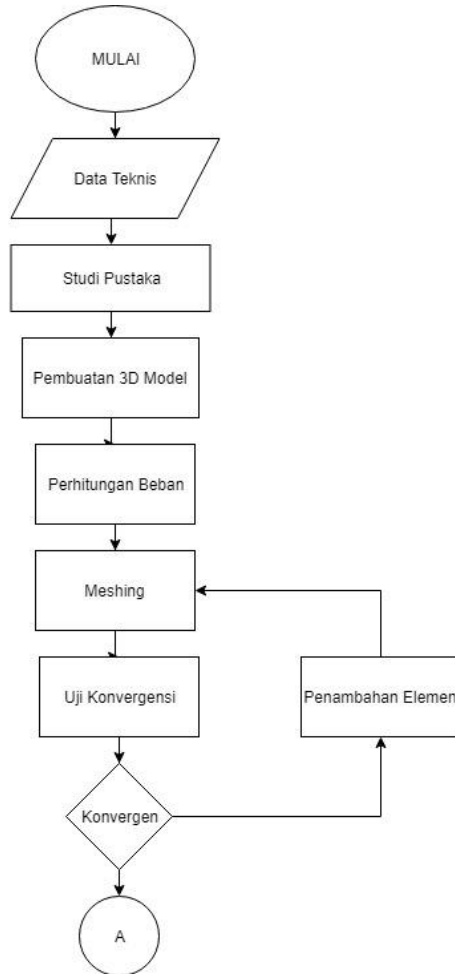


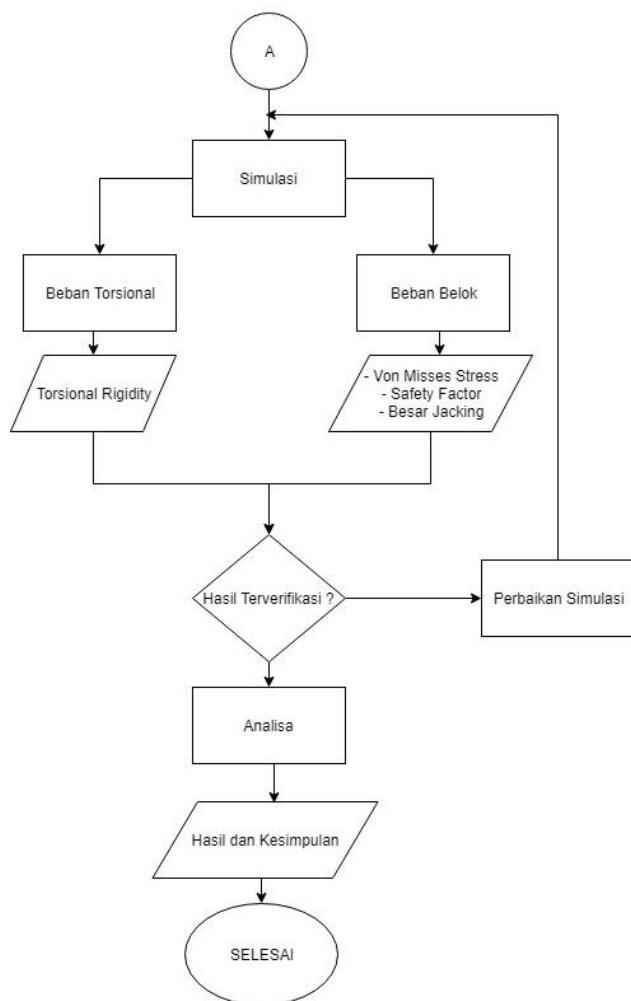
Gambar 2. 20 Desain Simulasi Torsional *chassis Go-kart*
(Liang, et al., 2007)

Halaman ini Sengaja di Kosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

III.1 Diagram Alir Penelitian





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian
(Dokumentasi Pribadi)

Dalam penelitian kali ini terdapat tahapan-tahapan yang harus dilakukan untuk dapat mencapai tujuan penelitian. Tahapan ini dapat digambarkan ke dalam diagram alir seperti pada gambar di atas. Penelitian kali ini diawali dengan melakukan studi literatur dan pengumpulan data teknis terkait penelitian yang akan dilakukan. Kemudian *chassis go-kart* dimodelkan menjadi 3D model dalam *software* Solidworks 2018. Setelah itu beban dan titik beratnya yang akan diberikan pada *chassis go-kart* dicari dan ditentukan. Lalu, penelitian dilanjutkan dengan melakukan meshing pada model dan melakukan uji konvergensi. Setelah hasil *meshing* dinyatakan konvergen, maka simulasi dilakukan pada *software* ANSYS. Hasil simulasi tersebut kemudian divalidasi dan diverifikasi. Jika hasil simulasi telah terverifikasi atau tervalidasi maka data hasil simulasi akan dianalisa dan dievaluasi. Sehingga pada akhirnya akan keluar kesimpulan dari hasil tersebut.

III.2 Studi Literatur dan Data Penelitian

Pada tugas akhir kali ini, langkah pertama yang harus dilakukan adalah studi literatur. Saat melakukan studi literatur, penulis mengumpulkan data-data yang dapat menunjang tugas akhir kali ini. Data-data yang didapat nantinya akan dituliskan dalam kajian pustaka. Pengumpulan data-data ini dilakukan melalui media cetak maupun media internet. Data-data yang dibutuhkan dalam tugas akhir kali ini meliputi sejarah *go-kart*, *chassis go-kart*, efek *jacking*, dinamika kendaraan, antropometri manusia, teori kegagalan, Metode Elemen Hingga (MEH), dan penelitian sebelumnya yang menjadi rujukan penelitian kali ini.

Kemudian juga dibutuhkan data material yang akan digunakan. Material yang akan digunakan dalam tugas akhir kali ini adalah AISI 4131. Data tersebut merupakan sifat mekanis material yang didapatkan dari Internet. Selain data material, diperlukan pula data spesifikasi *go-kart* yang didapatkan dari jurnal, buku, internet, dan lapangan yang dapat dilihat pada batasan masalah. Lalu pada tugas akhir kali ini pengujian dilakukan dengan melakukan uji beban pada kondisi belok kendaraan dan torsional

dengan bantuan *software* ANSYS Workbench 18. Di mana dari hasil pengujian tersebut akan didapat, yaitu Tegangan Maksimum (*Von Misses Stress*), *factor of safety*, *jacking* dan *torsional rigidity* dari *chassis*.

III.3 Pembuatan 3D Model *chassis*

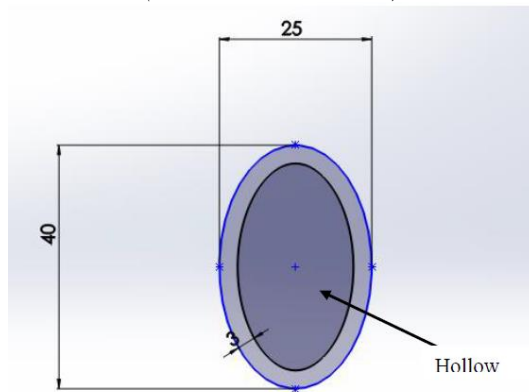
Pembuatan 3D model *chassis* merupakan proses penggambaran model tiga dimensi dari *chassis* menggunakan *software* CAD (*Computer Aided Design*) Solidworks 2018. Proses ini sangat menentukan hasil penelitian. Hal ini dikarenakan 3D model *chassis* yang tepat akan membuat hasil dari penelitian ini sesuai dengan kondisi sebenarnya.

Pada tugas akhir kali ini akan digunakan tiga variasi model *chassis go-kart* dari merk produsen *chassis go-kart* yang umum di Indonesia. *chassis go-kart* yang dianalisa dalam tugas akhir kali ini adalah kelompok *tony kart*, *arrow*, dan *birell*. Data dimensi dan spesifikasi *chassis* ini didapatkan dari pengukuran langsung *chassis* yang ada di lapangan dan juga dari pencarian data di internet. Setelah terkumpul data dan spesifikasi yang dibutuhkan, *chassis go-kart* dimodelkan dengan menggunakan *software*.

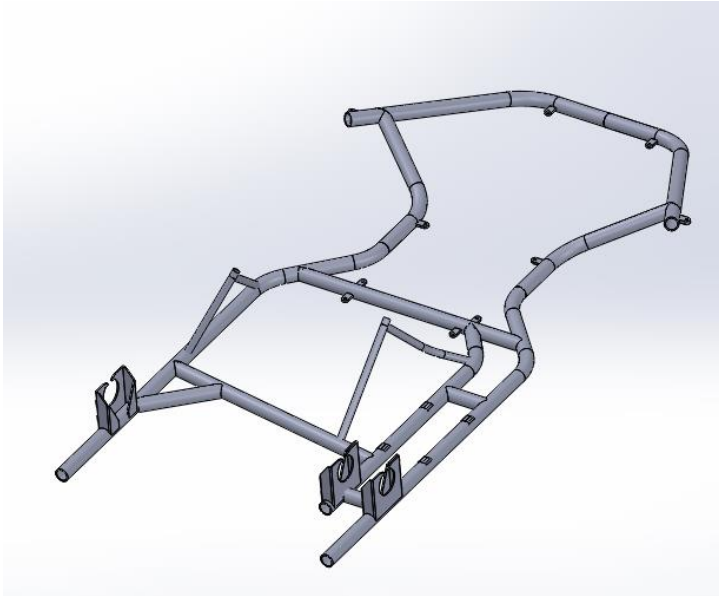
Pada pembuatan 3D model *chassis* ini, pertama-tama ukuran *chassis* digambarkan dalam sketsa. Kemudian dari sketsa tersebut digambarkan *chassis* sesuai penampang pada *chassis* tersebut. Di bawah ini dapat dilihat bentuk 3D *chassis* dan ukuran penampang elemen pipa *chassis*. Sementara itu, ukuran detail ketiga *chassis* yang diteliti akan disertakan sebagai lampiran.



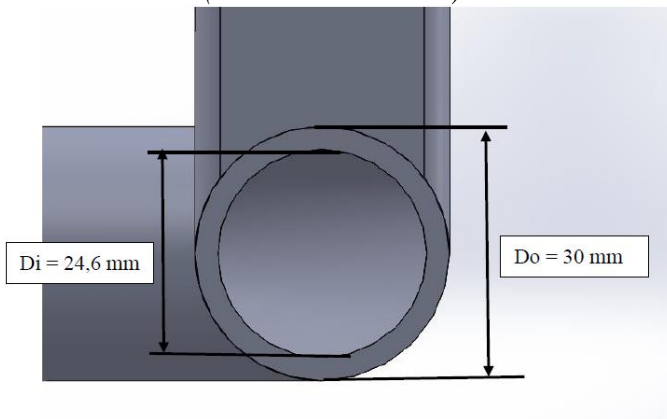
Gambar 3. 2 Model chassis Go-kart Birell
(Dokumentasi Pribadi)



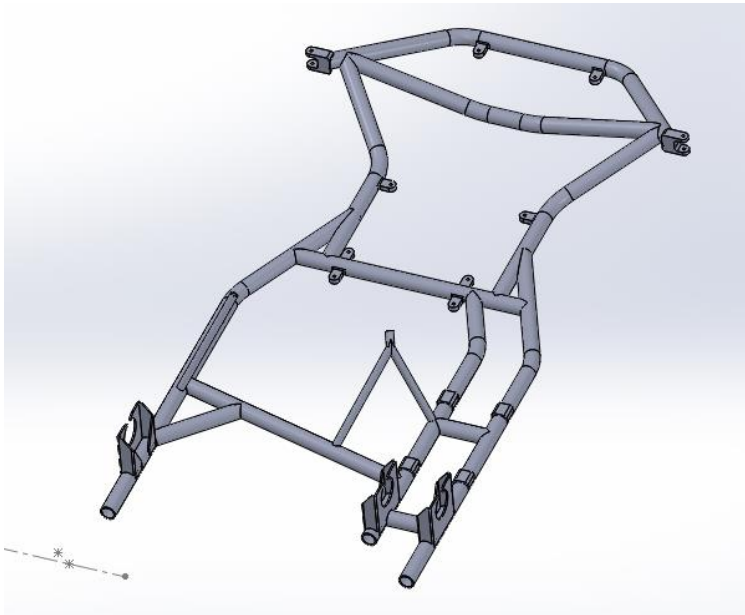
Gambar 3. 3 Penampang Chassis Birell
(Dokumentasi Pribadi)



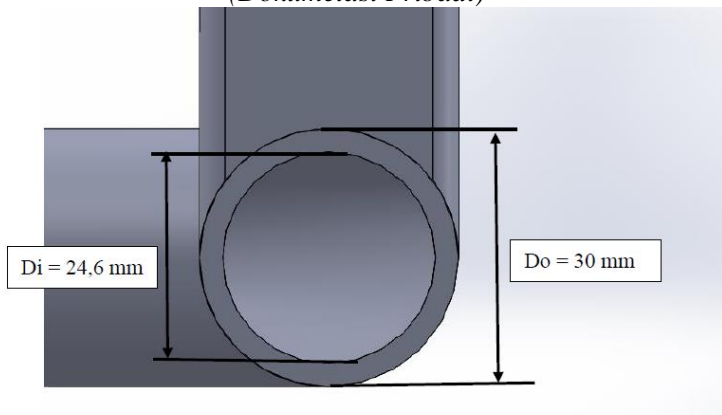
Gambar 3. 4 Model *chassis* Go-kart Tony Kart
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 5 Penampang *Chassis* Tony Kart
(Dokumentasi Pribadi)



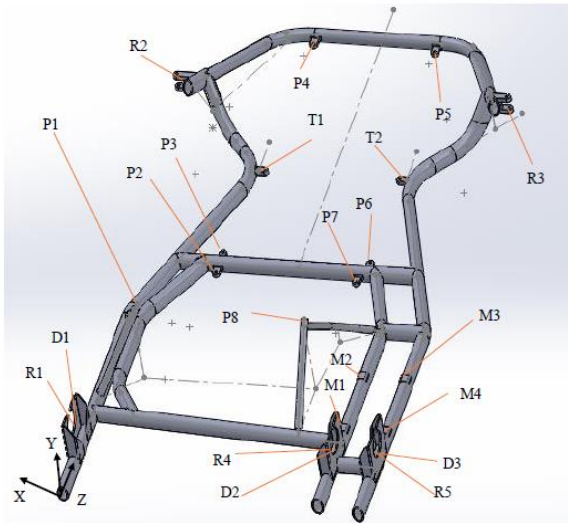
Gambar 3. 6 Model chassis Go-kart Arrow
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 7 Penampang Chassis Arrow
(Dokumentasi Pribadi)

III.3 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada Chassis

Pada saat simulasi, gaya-gaya masukan diletakkan pada beberapa tempat tertentu di *chassis* untuk setiap komponennya. Peletakan tersebut dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 8 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada *chassis Birell* (Dokumentasi Pribadi)

Tabel 3. 1 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada *chassis Birell*

Koordinat Peletakan Tumpuan (mm)			
Kode	X	Y	Z
R1	10,29	38	145
R2	39,72	77	1156

R3	-662,7	77	1156
R4	-551	38	142,54
R5	-641	38	142,54
D1	10,29	38	145
D2	-551	38	142,54
D3	-641	38	142,54
M1	-540	20,5	237
M2	-540	20,5	400,0
M3	-630	20,5	400,0
M4	-630	20,5	237
P1	-85,6	184	378,8
P2	-149	3,75	698
P3	-149	3,75	750,94
P4	-186,74	31,11	1377
P5	-446,77	31,11	1377
P6	-461	3,75	750,94
P7	-450	3,75	698
P8	-445,0	180	382,91
T1	-164,73	5	1012
T2	-465,34	5	1012

Keterangan :

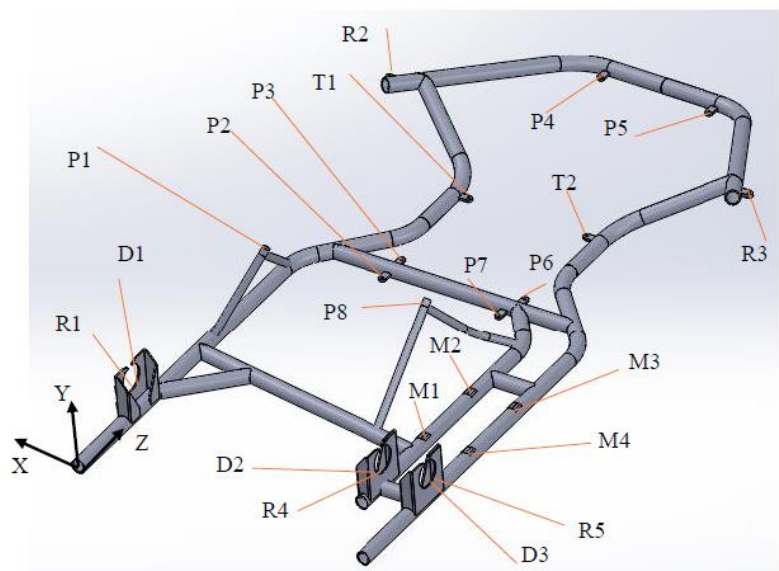
R = Tumpuan Roda

D = Tempat Drivetrain

M = Tempat Mesin

P = Tempat Pengendara

T = Tempat Tangki



Gambar 3. 9 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada chassis Tony Kart (Dokumentasi Pribadi)

Tabel 3. 2 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada chassis Tony Kart

Koordinat Peletakan Tumpuan (mm)			
Kode	X	Y	Z
R1	13,5	39	203
R2	84	69	1216
R3	-716	69	1216
R4	-552	39	203
R5	-651	39	203
D1	13,5	39	203
D2	-552	39	203

D3	-651	39	203
M1	-541	15	365
M2	-541	15	526
M3	-640	15	526
M4	-630	15	365
P1	-80	185	551
P2	-180	2,5	780
P3	-180	2,5	845
P4	-198	2,5	1515,4
P5	-442	2,5	1514,8
P6	-458	2,5	845
P7	-441	2,5	780
P8	-448	185	551
T1	-175	2,5	1067
T2	-457	2,5	1067

Keterangan :

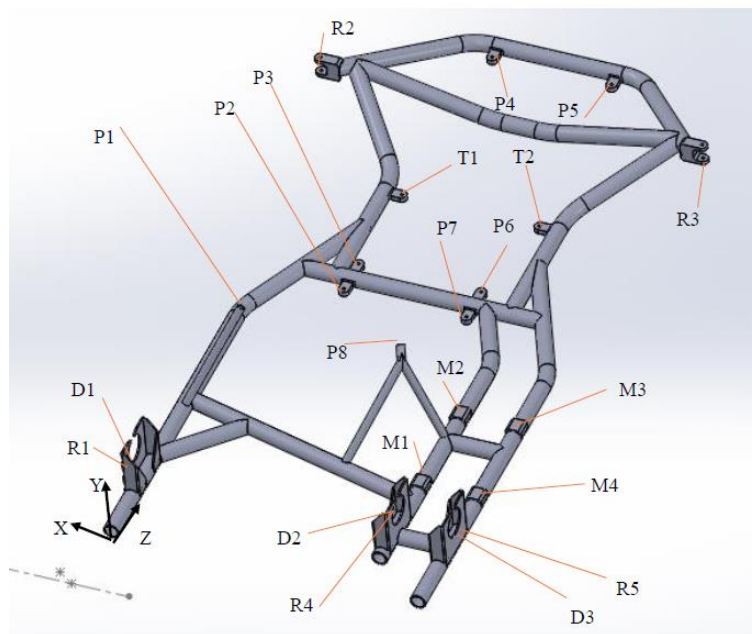
R = Tumpuan Roda

D = Tempat Drivetrain

M = Tempat Mesin

P = Tempat Pengendara

T = Tempat Tangki



Gambar 3. 10 Peletakan Tempat Komponen dan Tumpuan Roda pada chassis Arrow (Dokumentasi Pribadi)

Tabel 3. 3 Koordinat Peletakan Komponen dan Tumpuan Roda pada chassis Arrow

Koordinat Peletakan Tumpuan (mm)			
Kode	X	Y	Z
R1	13,5	39	152
R2	70,85	49	1191
R3	-670,79	49	1191
R4	-505	39	152
R5	-613,5	39	152
D1	13,5	39	152

D2	-505	39	152
D3	-613,5	39	152
M1	-489,63	17	284
M2	-489,63	17	474
M3	-599,12	17	474
M4	-599,12	17	284
P1	-95,64	195,91	433,47
P2	-160	5	723
P3	-160	5	787
P4	-183,23	5	1373
P5	-419,11	5	1373
P6	-400,47	5	787
P7	-400,47	5	723
P8	-400,19	190,62	433,99
T1	-162,06	5	983,13
T2	-437,94	5	983,13

Keterangan :

R = Tumpuan Roda

D = Tempat Drivetrain

M = Tempat Mesin

P = Tempat Pengendara

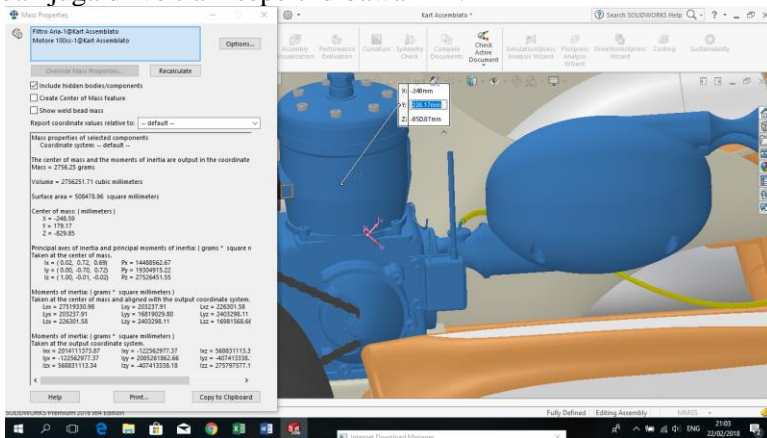
T = Tempat Tangki

III.4 Perhitungan Beban

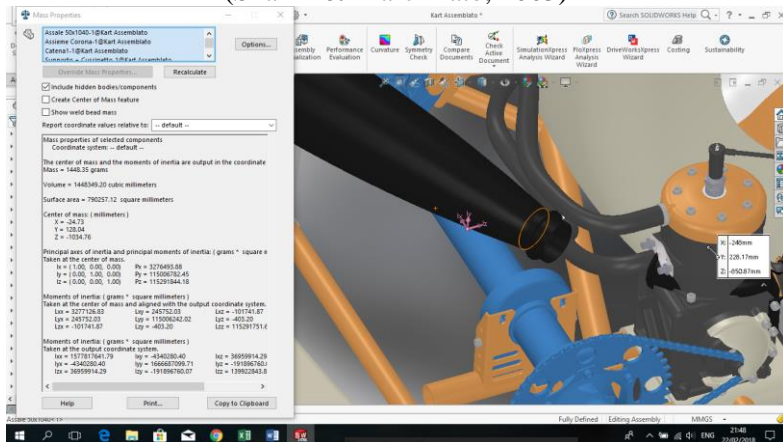
III.4.1 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan

Sebelum menghitung titik berat kendaraan, titik berat tiap komponen dari kendaraan perlu diketahui. Titik berat tiap komponen yang dipakai pada penelitian kali ini didapatkan dari model 3D *go-kart* tipe *tony kart* dengan *engine rotax* yang dibuat oleh Arian Shamil (Shamil & Marchirato, 2003). Dari 3D model

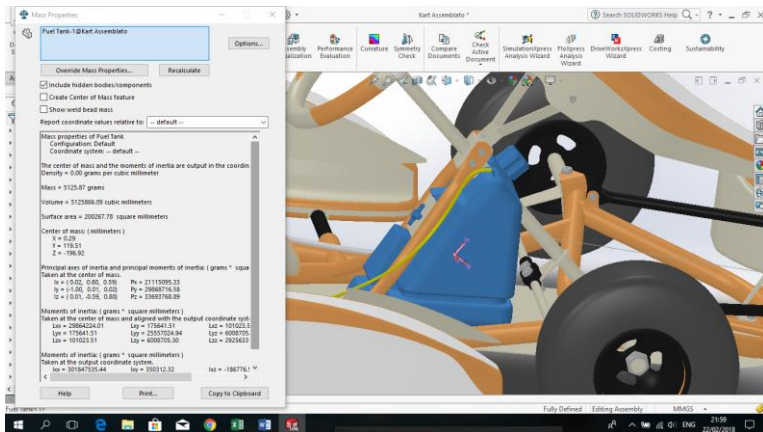
tersebut didapatkan letak titik berat dari komponen mesin, tangki, dan juga drive train seperti dibawah ini.



Gambar 3. 11 Letak Titik Berat Engine
(Shamil & Marchirato, 2003)



Gambar 3. 12 Letak Titik Berat Drivetrain
(Shamil & Marchirato, 2003)



Gambar 3. 13 Letak Titik Berat Tangki
(Shamil & Marchirato, 2003)

Setelah mendapatkan letak titik berat dari tiap komponen. Koordinat titik berat tersebut diubah ke dalam koordinat titik berat di model *chassis* yang sudah dibuat. Di mana menghasilkan letak titik berat untuk tiap komponen. Kemudian data titik berat tersebut digunakan untuk melakukan perhitungan titik berat total kendaraan dengan mengabungkannya dengan data berat tiap komponen kendaraan.

A. Titik Berat *Chassis* Birell

Tabel 3. 4 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan *Chassis Birell*

Koordinat Titik Berat Komponen						
Komponen	Berat	X GLOBAL	Y GLOBAL	Z GLOBAL	X*Berat	Y*Berat
Mesin	39,2	-580,96	123,02	307	-22773,63	4822,38
Pengendara	60	-314	192,89	637	-18840	11573,4
Drivetrain	6	-338,73	90,47	164,77	-2032,4	542,82
Tangki	5,4	-313,71	90,5	1002,08	-1694,1	488,7
Chassis	14,98	-322,97	17,11	630,78	-4838,1	256,3
Total	125,58				-50178,1	17683,6

Titik Berat Kendaraan Total pada Chassis *Birell*

$$\bar{x} = \frac{-49938,4251}{124,89} = -399,57 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{17535,3364}{124,89} = 140,8 \text{ mm}$$

$$\bar{z} = \frac{65879,88}{124,89} = 526,38 \text{ mm}$$

.Sehingga spesifikasi *chassis birell* dapat didapatkan sebagai berikut

Tabel 3. 5 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan *Chassis Birell*

Kelompok Merk	<i>Birell</i>		
Front Track Width (tf)	0,7 m	Material	AISI 4130 Chromolly
Rear Track Width (tr)	0,65 m	Massa Chassis	14,98 kg
Wheel Base (L)	1,011 m	Ketebalan Pipa	2,8 mm
Bentuk Penampang	Oval (4 x 2,5 cm)	a dan b	0,628 m dan 0,383 m

B. Titik Berat *Chassis Tony Kart*

Tabel 3. 6 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan *Chassis Tony Kart*

Koordinat Titik Berat Komponen							
Komponen	Berat	X GLOBAL	Y GLOBAL	Z GLOBAL	X*Berat	Y*Berat	Z*Berat
Mesin	39,2	-588	123,02	425	-23049,6	4822,38	16660
Pengendara	60	-311	192,89	765	-18660	11573,4	45900
Drivetrain	6	-338,73	90,47	210	-2032,38	542,82	1260
Tangki	5,4	-319	90,5	1059	-1722,6	488,7	5718,6
Chassis	12,774	-338	17,5	717	-4317,61	223,545	9158,95
Total	123,374				-49782,19	17650,84	78697,56

Titik Berat Kendaraan Total pada Chassis *Tony Kart*

$$\bar{x} = -403,5 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 143 \text{ mm}$$

$$\bar{z} = 637,87 \text{ mm}$$

Sehingga spesifikasi *chassis tony kart* dapat didapatkan sebagai berikut

Tabel 3. 7 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan *Chassis Tony Kart*

Kelompok Merk	<i>Tony Kart</i>		
Front Track Width (tf)	0,8 m	Material	AISI 4130 Chromolly
Rear Track Width (tr)	0,64 m	Massa Chassis	12,92 kg
Wheel Base (L)	1,013 m	Ketebalan Pipa	2,8 mm
Bentuk Penampang	Lingkaran (\emptyset 3 cm)	a dan b	0,583 m dan 0,43 m

C. Titik Berat *Chassis Arrow*

Tabel 3. 8 Perhitungan Titik Berat Total Kendaraan dengan *Chassis Arrow*

Koordinat Titik Berat Komponen							
Komponen	Berat	X GLOBAL	Y GLOBAL	Z GLOBAL	X*Berat	Y*Berat	Z*Berat
Mesin	39,20	-545,00	123,02	350,00	-21364,00	4822,38	13720,00
Pengendara	60,00	-284,32	192,00	615,00	-17059,24	11520,00	36900,00
Drivetrain	6,00	-338,73	90,47	150,00	-2032,38	542,82	900,00
Tangki	5,40	-300,00	90,50	983,71	-1620,00	488,70	5312,03
Chassis	13,72	-314,50	16,20	700,67	-4314,94	222,26	9613,19
Total	124,32				-46390,56	17596,17	66445,23

Titik Berat Kendaraan Total pada *Chassis Arrow*

$$\bar{x} = -373,2 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 141,5 \text{ mm}$$

$$\bar{z} = 637,87 \text{ mm}$$

Sehingga spesifikasi *chassis arrow* dapat didapatkan sebagai berikut

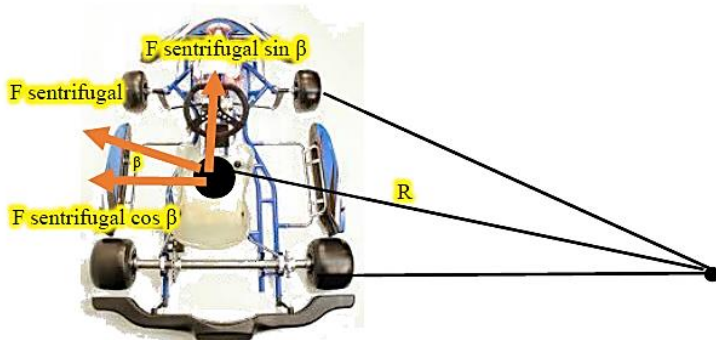
Tabel 3. 9 Tabel Spesifikasi Kendaraan dengan *Chassis Arrow*

Kelompok Merk	<i>Arrow</i>		
Front Track Width (tf)	0,74 m	Material	AISI 4130 Chromolly
Rear Track Width (tr)	0,64 m	Massa Chassis	12,92 kg
Wheel Base (L)	1,039 m	Ketebalan Pipa	2,8 mm
Bentuk Penampang	Lingkaran (\emptyset 3 cm)	a dan b	0,655 m dan 0,384 m

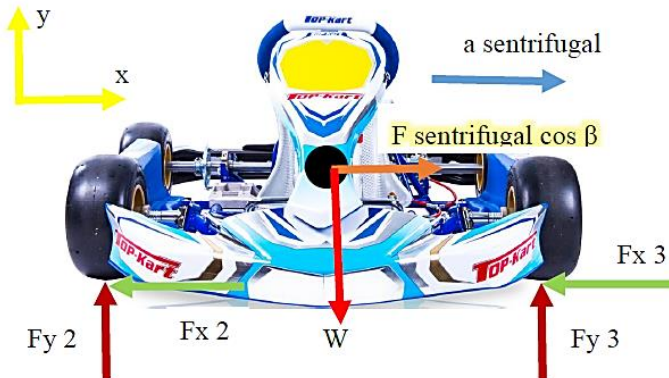
III.4.2 Perhitungan Beban Kondisi Belok

III.4.2.1 Beban pada *Go-kart* saat Berbelok tanpa Pengereman

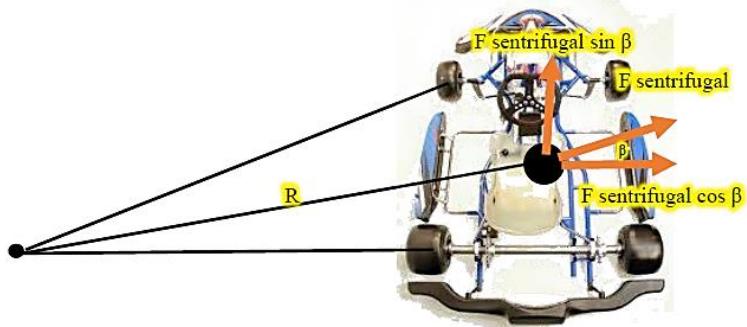
Pada saat *go-kart* sedang berbelok, *go-kart* dapat menerima beberapa beban. Beban pada saat *go-kart* sedang berbelok ini dapat digambarkan secara sederhana pada gambar di bawah ini.



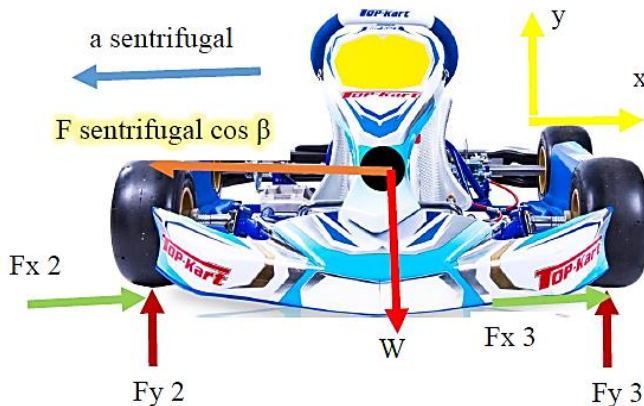
Gambar 3. 14 FBD *Go-kart* saat Berbelok Kanan Tampak Atas
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 15 FBD *Go-kart* saat Berbelok Kanan Tampak Depan
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 16 FBD Go-kart saat Berbelok Kiri Tampak Atas
(Dokumentasi Pribadi)

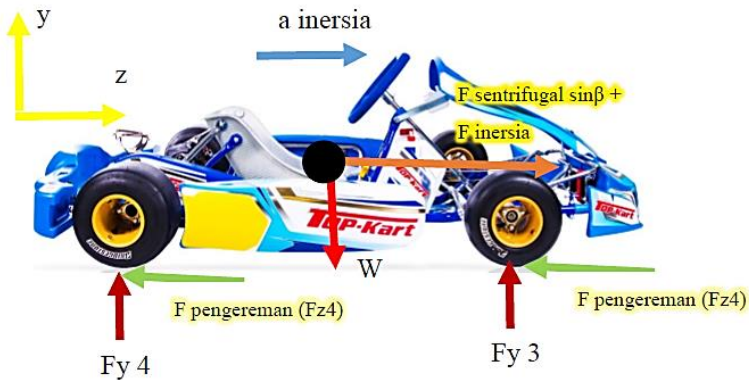


Gambar 3. 17 Free Body Diagram Sederhana Go-kart saat Berbelok Kiri Tampak Depan
(Dokumentasi Pribadi)

III.4.2.2 Beban pada Go-kart saat Berbelok dengan Pengereman

Pada saat kendaraan berbelok, salah satu strategi yang dapat dilakukan oleh pengendara *go-kart* adalah pengendara melakukan pengereman saat berbelok. Pada penelitian kali ini akan diberikan keadaan lain saat *go-kart* diasumsikan berbelok dengan

mengerem sesaat. Jadi, *go-kart* akan mengalami penambahan beban berupa beban pengereman dan beban inersia karena kondisi mengerem. Di mana dalam penelitian kali ini beban pengereman akan diasumsikan sebagai gaya reaksi dan beban inersia adalah beban masukan pada penelitian. Di bawah ini merupakan *Free Body Diagram* dari samping saat *go-kart* berbelok dengan pengereman.



Gambar 3. 18 FBD *Gokart* Tampak Samping dengan Pengereman
(Dokumentasi Pribadi)

Di mana besar gaya inersia dapat dirumuskan sebagai berikut ini :

$$F \text{ inersia} = m_{\text{kendaraan}} \cdot a_{\text{inersia}}$$

Sementara itu, besar percepatan inersia akibat pengereman dapat dirumuskan dalam persamaan sebagai berikut ini :

$$a \text{ inersia} = \frac{V_t - V_o}{2s}$$

$$t = \frac{V_t - V_o}{a}$$

Di mana data yang akan dipergunakan adalah data dari pengujian di lapangan di area sirkuit Sentul Bogor. Menurut

pengamatan di lapangan, *go-kart* dapat mengerem dari kecepatan 50 km/h sampai berhenti pada jarak 3 meter. Sehingga data ini dapat dipakai untuk analisa belok dengan pengereman dengan asumsi besar perlambatan $20,8 \text{ m/s}^2$ pada pengereman jarak 3 meter serta waktu pengereman 0,7 detik pada semua *chassis*.

III.4.2.2 Beban Reaksi Lateral pada Roda

Beban reaksi lateral pada *go-kart* terjadi akibat adanya gaya sentrifugal saat *go-kart* berbelok.

III.4.2.3 Beban Reaksi Vertikal pada Roda

Beban reaksi vertikal pada *go-kart* terjadi akibat adanya beban berat, gaya sentrifugal, dan momen saat *go-kart* berbelok.

III.4.2.4 Beban Sentrifugal pada Massa Kendaraan

Dari batasan masalah yang ada, *go-kart* diasumsikan mampu berbelok pada radius 4,6 meter dengan variasi kecepatan 40 km/h, 45 km/h, dan 50 km/h. Beban sentrifugal ini terjadi akibat gaya sentrifugal dari Drivetrain, Tangki, Engine, *chassis* dan Pengendara. Beban ini dapat dihitung nilainya dengan rumus sebagai berikut :

$$F_c = m_i \cdot a_{\text{sentrifugal}}$$

Beban sentrifugal ini memiliki arah ke sumbu x dan z

$$F_c \cos\beta = m_i \cdot \frac{v^2}{R} \cos\beta$$

$$F_c \sin\beta = m_i \cdot \frac{v^2}{R} \sin\beta$$

Gaya sentrifugal ini memiliki titik tangkap di setiap titik berat Drivetrain, Tangki, Engine, dan Pengendara pada *chassis go-kart*. Gaya-gaya ini adalah gaya aksi yang nantinya akan diletakkan ke *chassis* pada saat simulasi.

III.4.2.5 Beban Vertikal Massa Kendaraan

Beban vertikal pada kendaraan dipengaruhi oleh massa-massa yang ditopang *chassis* maupun massa *chassis* itu sendiri. Di mana besarnya beban ini dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$W = m \cdot g$$

Di mana dengan asumsi besar percepatan gravitasi yaitu $9,8 \text{ m/s}^2$, maka besarnya beban vertikal ini dapat ditabelkan pada tabel berikut.

Tabel 3. 10 Beban Vertikal dari massa-massa pada *chassis*

Nama Beban	Massa (kg)	Berat (N)
Engine	39,2	384,5
Tangki	5,4	52,8
Drivetrain	6	58,86
Pengendara	60	588,6

III.4.3 Perhitungan Beban Torsional

Pengujian beban torsional kali ini dilakukan untuk mengetahui nilai kekakuan dari *chassis*. Pengujian ini dilakukan dengan memberikan beban torsi yang merupakan hasil dari momen kopel pada *chassis* yang sebesar :

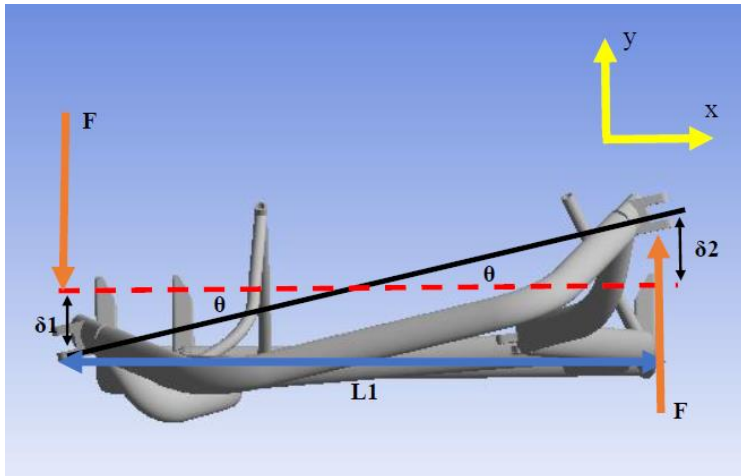
$$T = (F) \times L_1$$

Kemudian pengujian tersebut akan menghasilkan deformasi yang akan diubah menjadi sudut punter dengan persamaan berikut.

$$\theta = \arcsin \left(\frac{|\delta_1| + |\delta_2|}{L_1} \right)$$

Sehingga dapat dicari besar torsional rigidity (K) dari *chassis* yang diteliti yaitu,

$$K = T/\theta$$



Gambar 3. 19 Contoh *Chassis* pada pembebanan torsional
(Dokumentasi Pribadi)

Besarnya gaya F yang akan diberikan pada *chassis* tersebut memiliki *range* dari $0,2 - 1,0 \times$ Berat Kendaraan. Pada simulasi beban torsional kali ini akan digunakan beban pengendara 60 kg. Rincian berat kendaraan adalah *chassis birell* 14,98 kg, *chassis tony kart* 12,92 kg, *chassis arrow* 13,557 kg, engine 39,2 kg, tangki 5,4 kg, drivetrain 6 kg, roda dan velg 0,6 kg dan pengedara kedua 60 kg. Di mana beban ini akan diletakkan pada tumpuan roda depan kanan (R3) dan kiri (R2).

Tabel 3. Rincian Berat pada *Go-kart Birell*

Massa Bagian (Kg)	
Pengendara	60
Mesin dan Knalpot	39,2
Drivetrain	6
Tangki	5,4
Ban & Velg	2,4
Chassis <i>Birell</i>	14,98

Total	127,98
W 1,0	1254,20 N

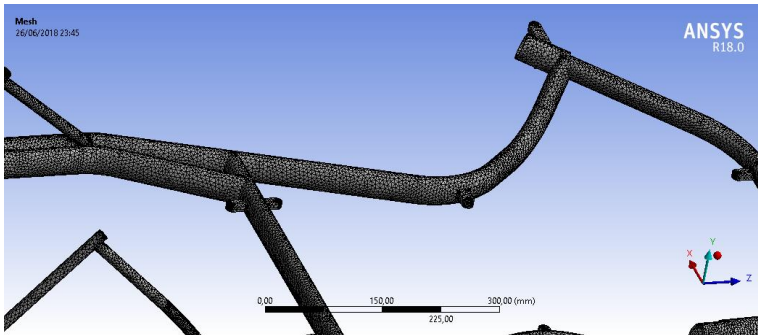
Tabel 3. Contoh Rincian Beban F pada *Chassis Birell*

Variasi Wk	F
0,2	250,84
0,4	501,68
0,6	752,52
0,8	1003,36
1	1254,20

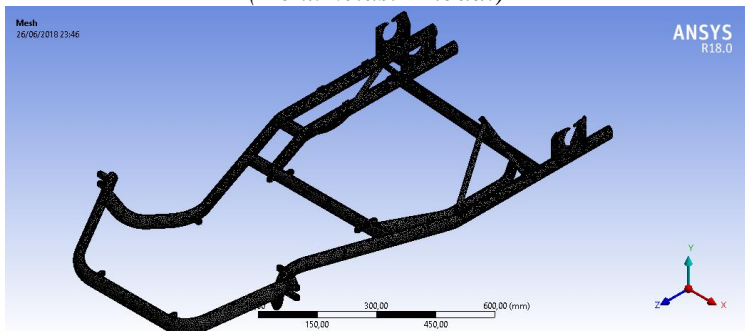
III.5 Meshing pada Model 3D

Meshing atau diskritisasi merupakan suatu proses membagi suatu model menjadi elemen-elemen kecil yang memiliki jumlah terbatas. *Meshing* memiliki pengaruh besar pada hasil yang akan didapat dari simulasi pada *software* berbasis MEH. Pada proses *meshing* perlu diperhatikan pemilihan jenis dan jumlah elemen yang akan digunakan untuk dapat mempresentasikan model.

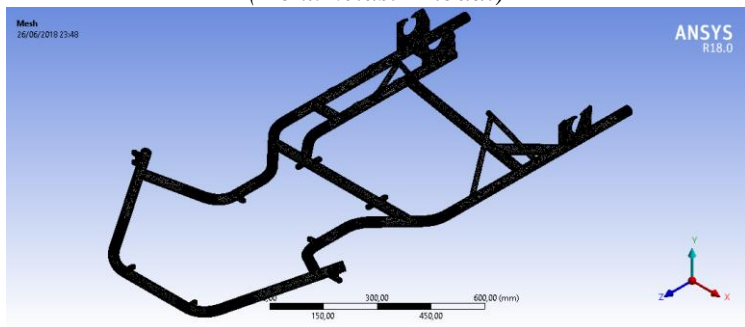
Pada simulasi tugas akhir kali ini, model didiskritisasikan dengan menggunakan tipe *solid mesh*. Model *chassis* akan didiskritisasi menggunakan elemen *tetrahedral* 10 menggunakan metode *tetrahedral patch conforming*. Elemen ini memiliki 10 node didalamnya. Di mana simulasi ini menggunakan pengaturan *sizing* pada *transition* yaitu *slow* dan pada *span angle center* yaitu *fine*.



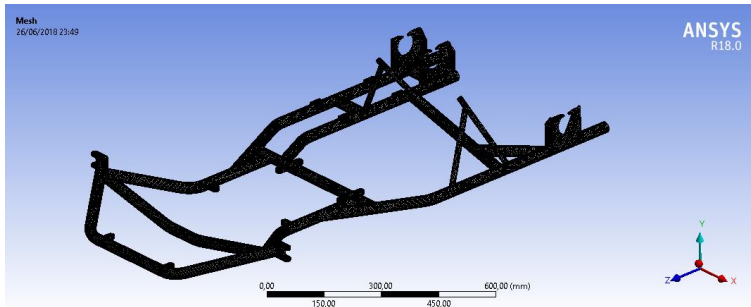
Gambar 3. 20 Contoh *Meshing* pada Model Go-kart
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 21 Detail *Meshing* pada Model Go-kart Birell
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 22 Detail *Meshing* pada Model Go-kart Tony Kart
(Dokumentasi Pribadi)

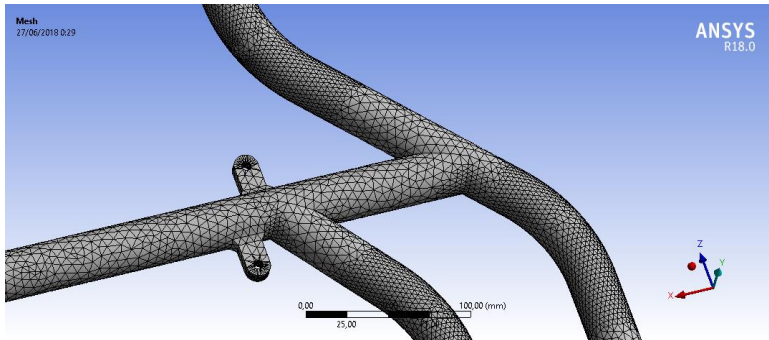


Gambar 3. 23 Detail *Meshing* pada Model *Go-kart Arrow*
(Dokumentasi Pribadi)

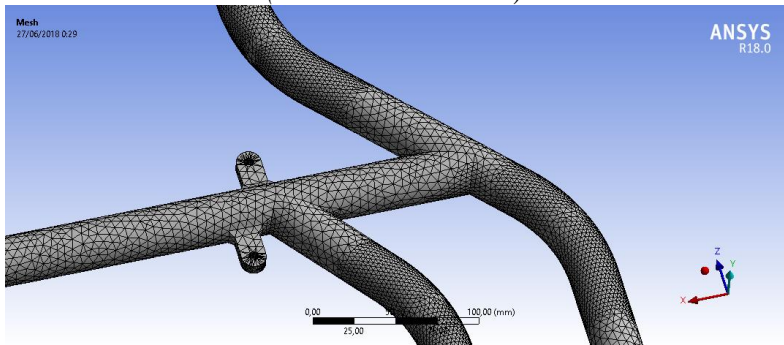
III.6 Uji Konvergensi

Uji konvergensi merupakan suatu proses untuk menguji apakah kualitas *meshing* baik dari pemilihan jenis *mesh* maupun dari ukuran *mesh* telah memiliki kualitas yang baik. Dalam uji konvergensi ini diharapkan hasil dari proses *meshing* memberikan hasil yang konvergen. Robert David Cook pada bukunya mengatakan suatu proses diskritisasi atau *meshing* dari model permasalahan sudah bisa dianggap konvergen jika perbedaan hasil uji tes konvergensi sebesar kurang lebih 5% (Cook, 1995).

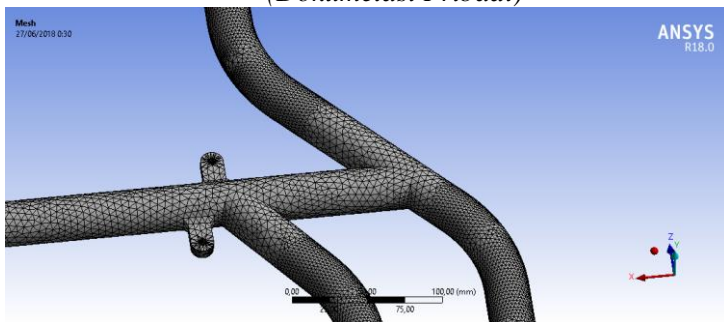
Pada pengujian konvergensi di tugas akhir kali ini, kualitas *meshing* akan diuji dengan pembebanan sesuai simulasi penelitian. Kemudian besar parameter yang akan dipakai pada penelitian akan dilihat nilainya seiring dengan perubahan jumlah elemen *mesh*. Setelah itu jika perbedaan antara hasil parameter pada jumlah elemen *mesh* kurang dari 5% maka model bisa dikatakan konvergen. Pada penelitian kali ini uji konvergensi akan dilakukan dengan mengubah *body sizing* dari *mesh* di model dengan ukuran yang semakin kecil dengan interval pengecilan *sizing* 0,5 mm sampai dicapai model yang konvergen



Gambar 3. 24 Contoh *Meshing* Ukuran 6 mm pada Model
(Dokumentasi Pribadi)

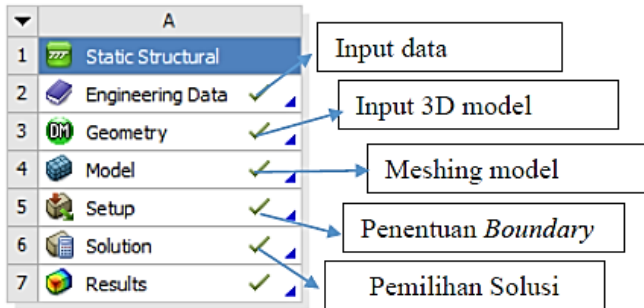


Gambar 3. 25 Contoh *Meshing* Ukuran 5,5 mm pada Model
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 26 Contoh *Meshing* Ukuran 5 mm pada Model
(Dokumentasi Pribadi)

III.7 Simulasi



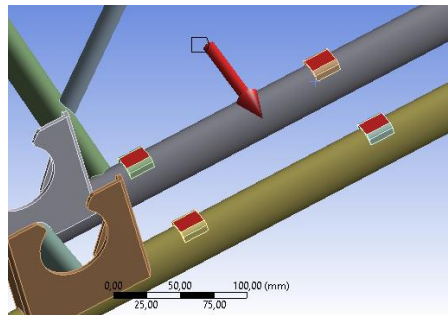
Gambar 3. 27 Tampilan Tahapan Simulasi pada ANSYS Workbench
(Dokumentasi Pribadi)

Simulasi pada penelitian kali ini akan dilaksanakan dengan bantuan *software ANSYS Workbench R18*. Setelah memasukkan data material di *Engineering Data*. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Maka simulasi dilanjutkan dengan memberikan beban yang akan diterima *go-kart* pada kondisi berbelok dan torsional. Pada proses simulasi tahap ini dapat dibagi pada beberapa tahapan, yaitu penentuan *boundary condition*, pemberian beban pada model *chassis*, dan menentukan *solution* yang ingin didapatkan dari hasil simulasi. Dalam tugas akhir kali ini, simulasi dibagi menjadi dua kondisi pembebanan. Pembebanan belok akan menghasilkan tegangan *von misses* dan *safety factor* serta memperlihatkan besar kenaikan roda atau *jacking*. Kemudian pada pembebanan torsional akan menghasilkan besarnya nilai kekakuan berupa *torsional rigidity* dari *chassis* yang diteliti.

III.7.1 Simulasi Pembebanan Belok

Pada pembebanan belok, menggunakan sistem koordinat kartesian dengan sumbu x arah lateral, y arah vertikal, dan z arah longitudinal. Di mana letak posisi *origin* koordinat diletakkan pada

ujung pojok bagian belakang kanan *chassis*. Saat simulasi *chassis* akan diberikan beban masukan pada titik pusat massa tiap komponennya sebagai titik tangkap gaya. Pemberian beban ini akan memanfaatkan fitur *remote force* pada ANSYS. *Remote force* pada ANSYS ini memberi kemungkinan untuk meletakkan gaya aksi (masukan) pada titik berat komponen yang tidak berada langsung pada *chassis*. Dengan mengatur sifat *behaviour* garis penyambung *remote force* menjadi *deformable*, fitur *remote force* ini memungkinkan mentransferkan gaya dari titik berat ke tumpuan pada *chassis* dengan mengakomodasi efek momen akibat gaya tersebut.

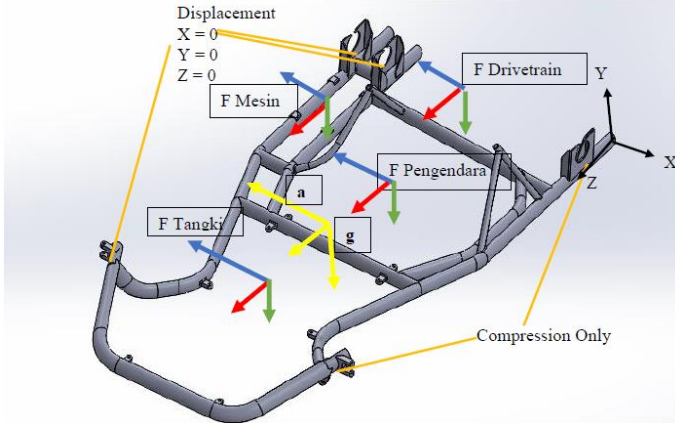


Gambar 3. 28 Contoh *Remote Force* pada Tumpuan Mesin
(Dokumentasi Pribadi)

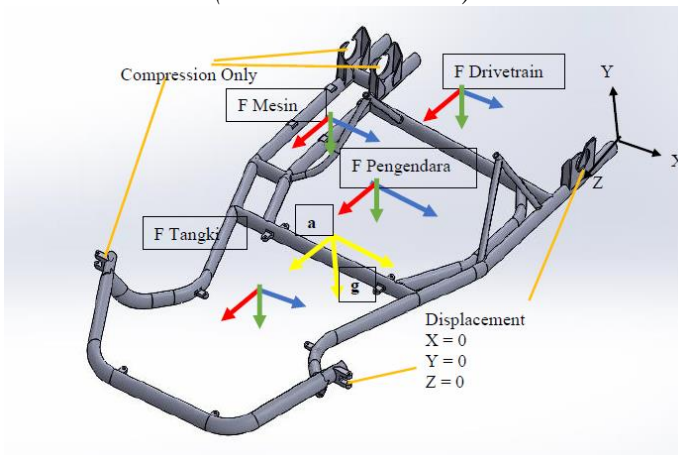
Gaya masukan yang berupa gaya berat, gaya sentrifugal, dan gaya inersia tersebut diletakkan dengan *remote force* sesuai tumpuan masing-masing komponen. Gaya aksi pada mesin akan diberikan pada tumpuan M1, M2, M3, dan M4. Gaya aksi pada tangki akan diberikan pada tumpuan T1 dan T2. Gaya aksi pada drivetrain akan diberikan pada tumpuan D1, D2, dan D3. Sementara gaya aksi pada pengendara akan diberikan pada tumpuan P1, P2, P3, P4, P5, P6, P7, dan P8. Kemudian akan diberikan percepatan akibat belok dan percepatan gravitasi pada *chassis*.

Kemudian pada tumpuan roda depan dan belakang bagian luar akan digunakan *support displacement* ($x=0$, $y=0$, $z=0$). Sementara pada tumpuan roda depan dan belakang bagian dalam akan diberikan support jenis *compression only* yang memiliki fungsi

untuk hanya menumpu gokart saat pergerakan *chassis* menekan kebawah. Namun *support* jenis ini tidak akan menumpu *chassis* saat *chassis* bergerak ke atas. Penggunaan *support* ini diharapkan dapat menggambarkan keadaan nyata saat *go-kart* berbelok. Di mana roda kendaraan akan ditumpu oleh jalan saat tidak terangkat.



Gambar 3. 29 *Boundary Condition* Pembebanan Belok ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)



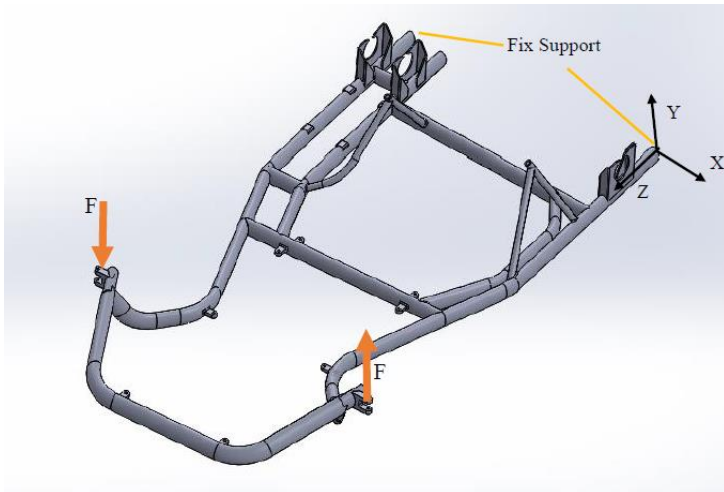
Gambar 3. 30 *Boundary Condition* Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Kemudian untuk pembebanan belok ketika *go-kart* mengalami pengereman. *Free Body Diagram* (FBD) dari simulasi tersebut dapat dilihat dibawah ini. Di mana selain gaya sentrifugal, *go kart* juga mengalami gaya inersia akibat pengereman. Selain itu pada penelitian kali ini, simulasi pembebanan belok akan mencari beberapa *solution* yaitu *Von Misses Stress*, *Deformation Y*, dan *Safety Factor*. Tiga *solution* tersebut dipilih karena dapat mempresentasikan kekuatan *chassis* dan memperlihatkan deformasi pada bagian belakang *chassis* seperti yang disebutkan dalam teori *jacking*.

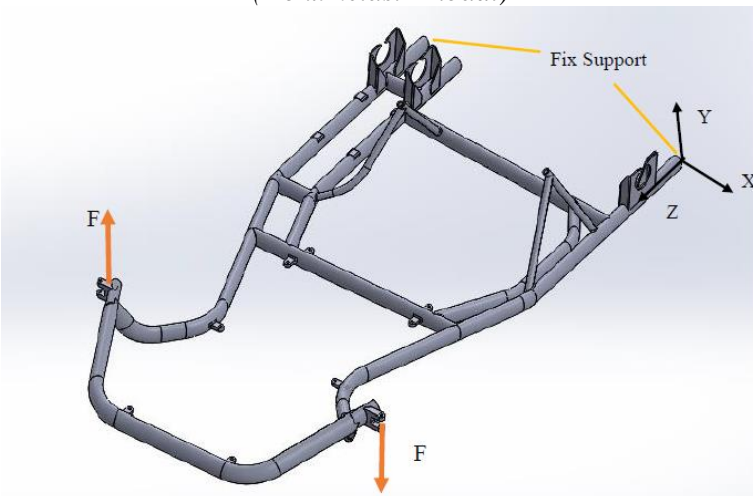
III.7.2 Simulasi Pembebanan Torsional

Pada pembebanan torsional, simulasi menggunakan sistem koordinat kartesian dengan sumbu x arah lateral, y arah vertikal, dan z arah longitudinal. Di mana letak *origin* koordinat berada di bagian belakang *chassis* bagian kanan. Gaya akan diletakkan pada tumpuan roda depan dengan kode R2 dan R3. Besar gaya akan sama, dengan arah berkebalikan sehingga akan membentuk gaya kopel pada *chassis*. Sementara itu tumpuan akan diberikan pada bagian belakang *chassis* dengan tumpuan *fix*.

Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa *Y deformation*. Solusi dipilih untuk dapat mencari perpindahan tumpuan R2 dan R3 saat dikenai torsi yang akan dirubah menjadi sudut puntir dalam perhitungan. Kemudian setelah simulasi dilakukan, hasil simulasi diharapkan akan memperlihatkan besar torsi dan sudut punter *chassis*. Di mana kedua hasil tersebut dapat digunakan untuk mencari nilai kekakuan *chassis go-kart* yang berupa *torsional rigidity chassis*.



Gambar 3. 31 *Boundary Condition* pada Pembebanan Torsional ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3. 32 *Boundary Condition* pada Pembebanan Torsional ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)

III.8 Validasi dan Verifikasi

Verifikasi dapat didefinisikan sebagai suatu proses untuk menganalisa apakah hasil simulasi menyelesaikan persamaan atau tidak. Verifikasi simulasi dengan cara sederhana dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi penelitian dengan hasil penelitian lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem FEM yang serupa.

Sementara validasi dapat diartikan sebagai suatu proses untuk menganalisa apakah hasil simulasi dari *software* berbasis elemen hingga tersebut menggunakan persamaan yang benar atau tidak. Validasi dapat dilakukan dengan membandingkan dengan eksperimen dan mewakili apakah model FEM tersebut mewakili eksperimen atau tidak (Syah, 2018).

Dalam kasus simulasi analisis struktural pada *chassis go-kart* kali ini, validasi dengan eksperimen adalah tugas yang sulit. Hal ini karena dibutuhkan biaya yang banyak dan juga alat serta persiapan eksperimen yang cukup rumit untuk melakukan eksperimen pada *chassis go-kart*. Sehingga untuk validasi dengan eksperimen pada penelitian ini tidak dilakukan. Melainkan hanya akan dilihat hasil simulasi tersebut dan dibandingkan dengan teori yang ada.

Pada penelitian mengenai *chassis go-kart* kali ini, hasil simulasi pada pembebanan belok akan diverifikasi dengan hasil hitungan tangan. Simulasi yang dilakukan di *software* ANSYS akan dapat menghasilkan gaya reaksi tumpuan di roda pada hasil simulasi. Kemudian dari data beban dan momen kendaraan maka gaya reaksi tumpuan di roda dapat dihitung tangan. Kemudian hasil gaya reaksi di tumpuan roda dari metode simulasi dan hitungan tangan akan dibandingkan. Jika hasil perbandingan tersebut memperlihatkan perbedaan yang masih dapat diterima maka dapat dikatakan hasil simulasi ANSYS terverifikasi.

Sementara itu, hasil simulasi dari pembebanan torsional akan diverifikasi dengan membandingkan pada hasil penelitian sebelumnya. Hasil simulasi akan dibandingkan besar *torsional rigidity*-nya dengan *chassis* yang mirip pada penelitian (Solazzi &

Matteazi, 2002). Di mana perbandingan tersebut akan melihat perbedaan hasilnya dan menganalisisnya.

III.9 Desain Pengujian

III.9.1 Pembebanan Torsional

Pada pembebanan torsional, *chassis* akan diberikan gaya sebesar F. Nilai gaya F akan divariasikan dari nilai 0,2 W kendaraan dengan *interval* 0,2 sampai nilai 1,0 W kendaraan. Di mana akan dilakukan pengujian *torsional* pada tiga *chassis* yang berbeda sehingga bisa dibandingkan nilai *torsional rigidity*-nya.

Tabel 3. 11 Pembebanan Torsional pada Setiap *Chassis*

No	Beban pada Tumpuan R2 dan R3 pada <i>chassis</i> 1,2,3		
	F	Sudut Puntir	Torsi
1	0.2 W kendaraan	A	B
2	0.4 W kendaraan	A	B
3	0.6 W kendaraan	A	B
4	0.8 W kendaraan	A	B
5	1,0 W kendaraan	A	B

III.9.2 Pembebanan Aktual Belok

Pada pembebanan belok, *go-kart* akan disimulasikan dengan memberikan gaya yang menggambarkan kondisi nyata saat *go-kart* berbelok. Pada pembebanan belok ini akan divariasikan besar kecepatan *go-kart* pada 40km/h, 45 km/h, dan 50 km/h. Kemudian pembebanan belok akan melihat saat gokart berbelok ke kiri dan ke kanan. Lalu penelitian akan melihat pula pengaruhnya saat diberikan gaya pengereman.

Tabel 3. 12 Desain Pembebanan Belok pada *chassis Go-kart*

No	Variasi Beban Pada <i>Chassis</i> 1,2,3 serta Variasi Arah Belok dan Efek Pengereman			
	Parameter Kecepatan	<i>Von Mises Stress</i>	<i>Safety Factor</i>	Y <i>Deformation (Jacking)</i>
1	40 km/h	A	B	C
2	45 km/h	A	B	C
3	50 km/h	A	B	C

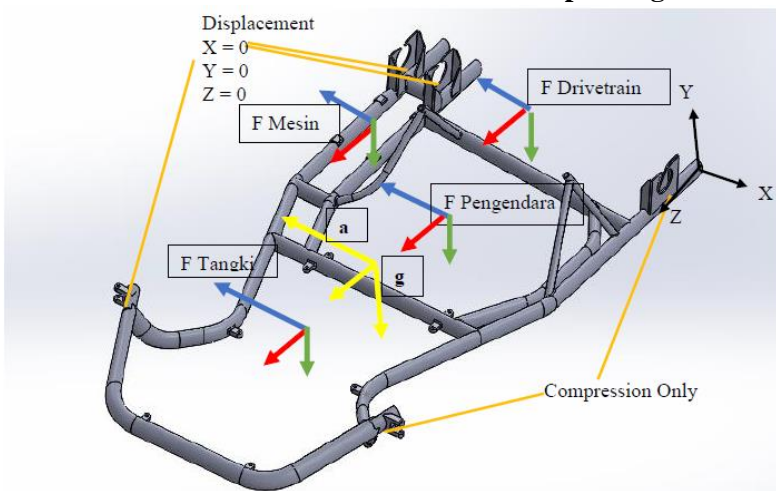
Halaman ini Sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

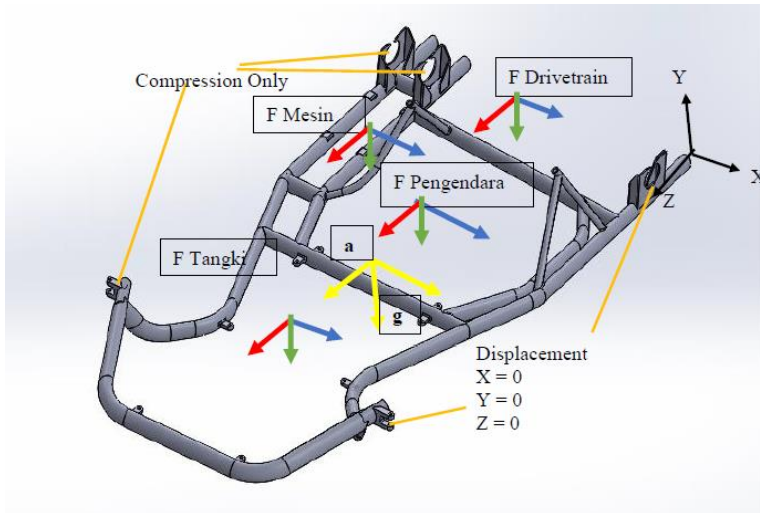
IV.1 Boudary Condition Simulasi

Berikut ini merupakan *boundary condition* berupa peletakan *support* dan rincian pembebanan dari tiap *chassis* pada tiap keadaan yang akan disimulasikan pada penelitian kali ini.

IV.1.1 Chassis *Birell* Pembebanan Belok Tanpa Pengereman



Gambar 4. 1 *Boundary Condition* Chassis *Birell* pada
Pembebanan Belok ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 2 *Boundary Condition Chassis Birell* pada
Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta$
Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Hijau : Gaya Berat
Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis birell* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R3, R4, dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

- A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 1 Gaya *input* pada *Go-kart Birell* Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	1604,71	134,08	588,6	26,74	2,235	9,88
mesin	1048,41	87,60	384,552			
drivetrain	160,47	13,41	58,86			
tangki	144,42	12,07	52,974			

B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 2 Gaya *input* pada *Go-kart Birell* Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman

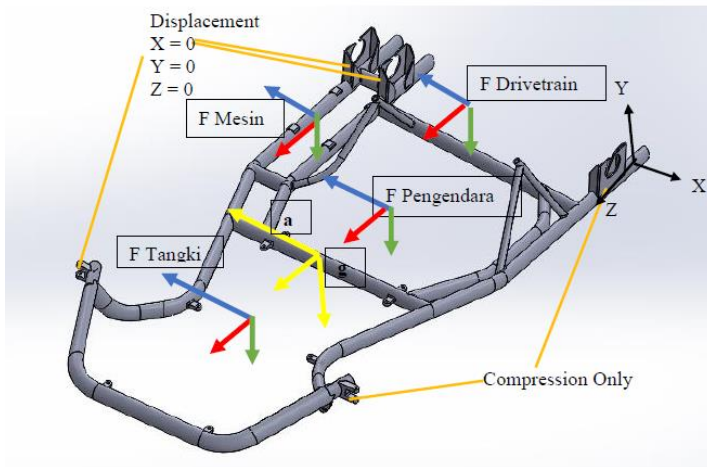
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2030,97	169,69	588,6	33,85	2,828	9,88
mesin	1326,90	110,86	384,552			
drivetrain	203,10	16,97	58,86			
tangki	182,79	15,27	52,974			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

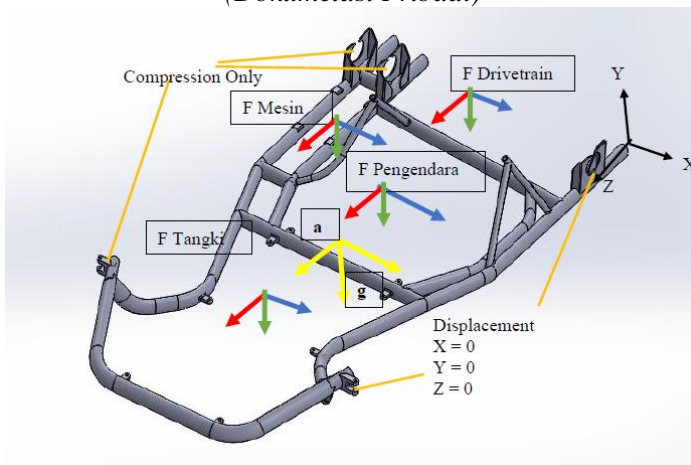
Tabel 4. 3 Gaya *input* pada *Go-kart Birell* Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2507,37	209,49	588,6	41,78	3,492	9,88
mesin	1638,15	136,87	384,552			
drivetrain	250,74	20,95	58,86			
tangki	225,66	18,85	52,974			

IV.1.2 Chassis *Birell* Pembebanan Belok dengan Pengereman



Gambar 4. 3 *Boundary Condition* pada Pembebanan Belok ke Kiri dengan Pengereman
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 4 *Boundary Condition* pada Pembebanan Belok ke Kanan dan Pengereman
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta + F$ inersia

Panah Hijau : Gaya Berat

Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis birell* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R3, R4 dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 4 Gaya *input* pada Go-kart Birell Kecepatan 40 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	1604,71	1384,08	588,6	26,74	23,06	9,88
mesin	1048,41	904,26	384,552			
drivetrain	160,47	138,41	58,86			
tangki	144,42	124,57	52,974			

B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 5 Gaya *input* pada Go-kart Birell Kecepatan 45 km/h dengan pengereman

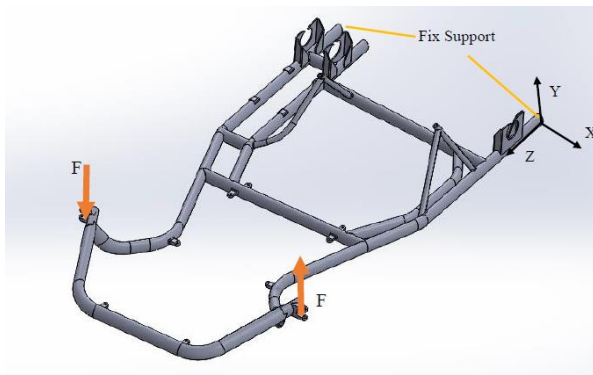
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
Pengendara	2030,97	1419,69	588,6	33,84	23,66	9,88
Mesin	1326,90	927,53	384,552			
Drivetrain	203,10	141,97	58,86			
Tangka	182,79	127,77	52,974			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

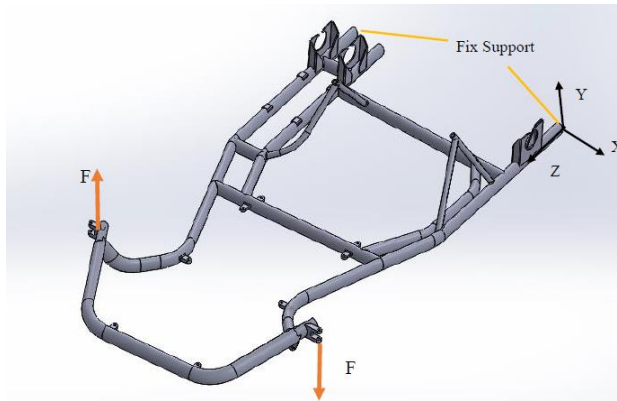
Tabel 4. 6 Gaya *input* pada *Go-kart Birell* Kecepatan 50 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	2507,37	1459,49	588,6	41,78	24,32	9,88
mesin	1638,15	953,54	384,552			
drivetrain	250,74	145,95	58,86			
tangki	225,66	131,35	52,974			

IV.1.3 Chassis *Birell* Pembebanan Torsional



Gambar 4. 5 *Boundary Condition* Chassis *Birell* pada Pembebanan Torsional ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 6 *Boundary Condition Chassis Birell* pada
Pembebanan Torsional ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)

Pada simulasi *chassis birell* pada pembebanan torsional akan diberikan *constraint* berupa *support fixed* pada bagian dua bagian belakang *chassis*. Simulasi ini akan dilakukan dua kali dengan arah puntir yang berlawanan. Pada simulasi ini pula, *chassis go-kart* tipe *birell* akan menerima beban sebesar F pada tumpuan R2 dan R3. Di mana beban itu memiliki besar yang sama namun arahnya berlawanan. Besarnya F yang akan diberikan pada *chassis* tersebut memiliki variasi dari $0,2 - 1,0 \times \text{Berat Kendaraan}$. Kemudian, rincian besar beban F ini dapat dilihat sebagai berikut :

Tabel 4. 7 Rincian Berat pada *Go-kart Birell*

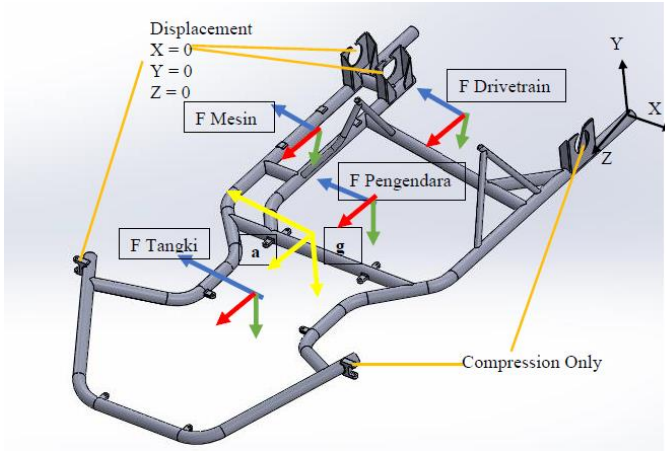
Massa Bagian (Kg)	
Pengendara	60
Mesin Dan Knalpot	39,2
Drivetrain	6
Tangki	5,4
Ban & Velg	2,4

Chassis Birell	14,98
Total Massa	127,98
W kendaraan	1254,20 N

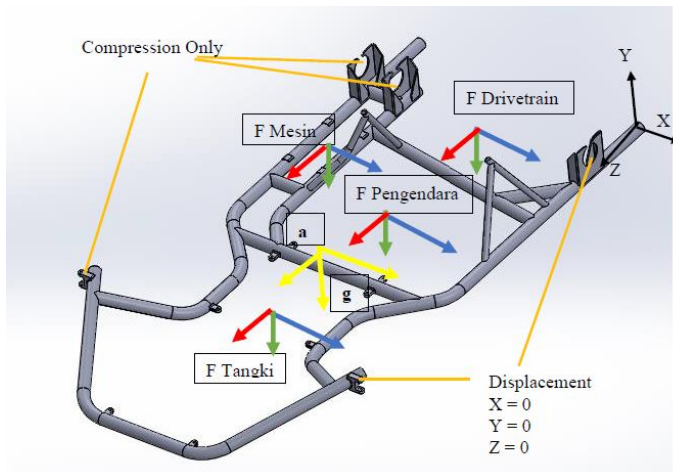
Tabel 4. 8 Rincian Variasi Beban F pada Chassis Birell

Variasi Wk	F (N)
0,2	250,84
0,4	501,68
0,6	752,52
0,8	1003,36
1	1254,20

IV.1.4 Chassis Tony Kart Pembebanan Belok Tanpa Pengereman



Gambar 4. 7 Boundary Chassis Tony Kart Condition pada Pembebanan Belok ke Kiri (Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 8 *Boundary Chassis Tony Kart Condition* pada Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta$
Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Hijau : Gaya Berat
Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis tony kart* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0$, $y=0$, $z=0$) pada tumpuan R3, R4 dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0$, $y=0$, $z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 9 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	1603,25	150,53	588,6	26,72	2,509	9,88
mesin	1047,46	98,35	384,552			
drivetrain	160,33	15,05	58,86			
tangki	144,29	13,55	52,974			

B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 10 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman

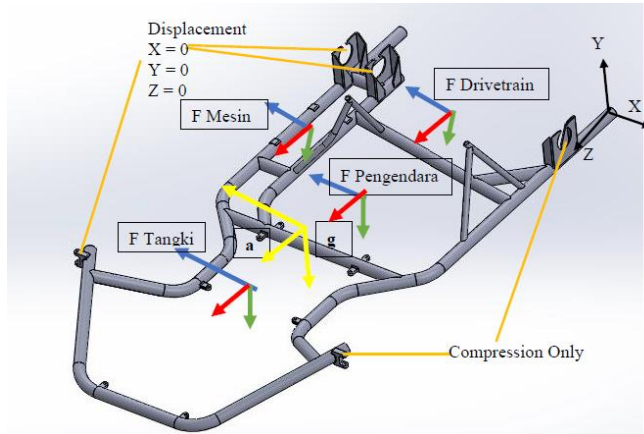
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2029,12	190,51	588,6	33,82	3,175	9,88
mesin	1325,69	124,47	384,552			
drivetrain	202,91	19,05	58,86			
tangki	182,62	17,15	52,974			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

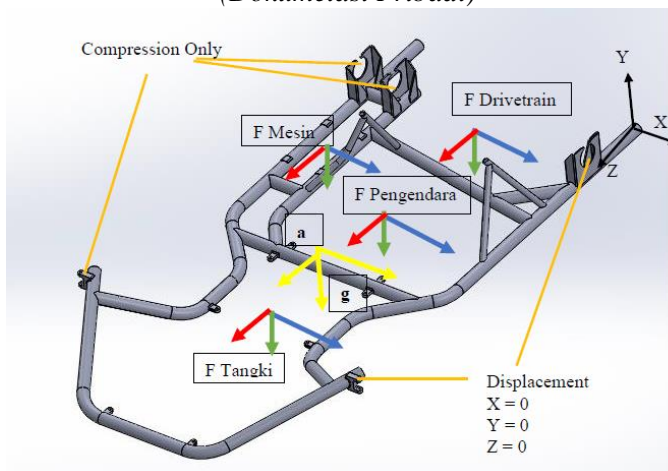
Tabel 4. 11 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2505,09	235,20	588,6	41,75	3,920	9,88
mesin	1636,66	153,66	384,552			
drivetrain	250,51	23,52	58,86			
tangki	225,46	21,17	52,974			

IV.1.5 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok dengan Pengereman



Gambar 4. 9 *Boundary Chassis Tony Kart Condition* pada Pembebanan Belok ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 10 *Boundary Chassis Tony Kart Condition* pada Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta + F$ inersia

Panah Hijau : Gaya Berat

Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis tony kart* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0$, $y=0$, $z=0$) pada tumpuan R3, R4 dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0$, $y=0$, $z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

- A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 12 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 40 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta +$ F inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	1603,25	1400,53	588,6	26,72	23,34	9,88
mesin	1047,46	915,01	384,552			
drivetrain	160,33	140,05	58,86			
tangki	144,29	126,05	52,974			

- B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 13 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 45 km/h dengan pengereman

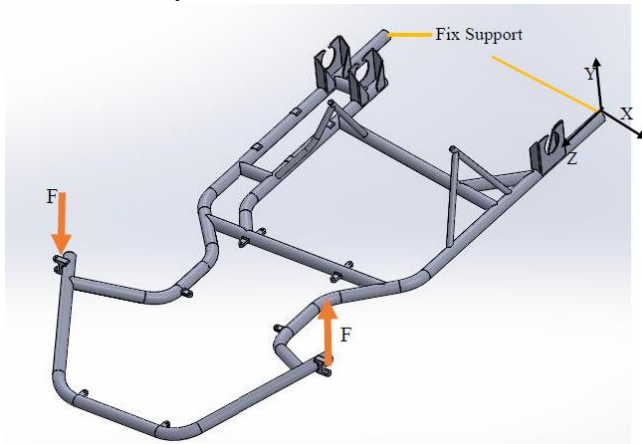
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ + F inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	2029,12	1440,51	588,6	33,82	24,008	9,88
mesin	1325,69	941,14	384,552			
drivetrain	202,91	144,05	58,86			
tangki	182,62	129,65	52,974			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

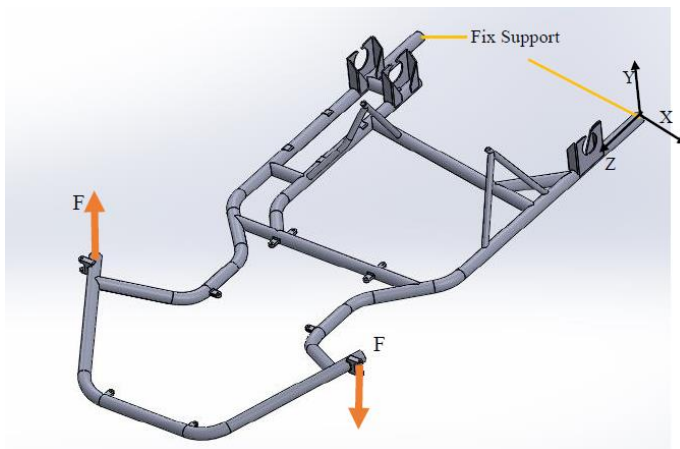
Tabel 4. 14 Gaya *input* pada *Go-kart Tony Kart* Kecepatan 50 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ + F inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	2505,09	1485,20	588,6	41,75	24,75	9,88
mesin	1636,66	970,33	384,552			
drivetrain	250,51	148,52	58,86			
tangki	225,46	133,67	52,974			

IV.1.6 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Torsional



Gambar 4. 11 *Boundary Condition* Chassis *Tony Kart* pada Pembebanan Torsional ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 12 *Boundary Condition* Chassis *Tony Kart* pada Pembebanan Torsional ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)

Pada simulasi *chassis tony kart* pada pembebanan torsional akan diberikan *constraint* berupa *support fixed* pada bagian dua bagian belakang *chassis*. Simulasi ini akan dilakukan dua kali dengan arah puntir yang berlawanan. Pada simulasi ini pula, *chassis go-kart* tipe *tony kart* ini akan menerima beban sebesar F pada tumpuan R2 dan R3. Di mana beban itu memiliki besar yang sama namun arahnya berlawanan. Besarnya F yang akan diberikan pada *chassis* tersebut memiliki variasi dari $0,2 - 1,0 \times \text{Berat Kendaraan}$. Kemudian, rincian besar beban F ini dapat dilihat sebagai berikut :

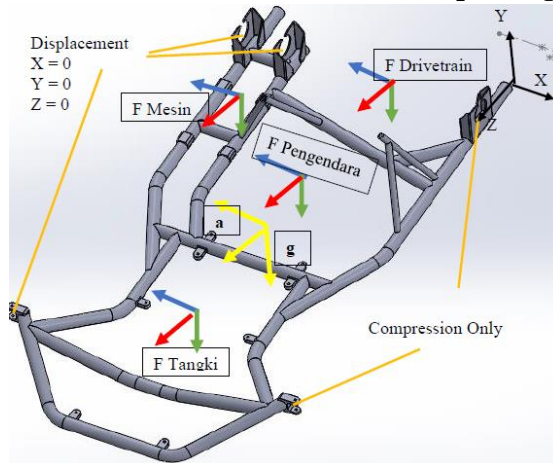
Tabel 4. 15 Rincian Berat pada *Go-kart Tony Kart*

Massa Bagian (kg)	
Pengendara	60
Mesin Dan Knalpot	39,2
Drivetrain	6
Tangki	5,4
Ban & Velg	2,4
Chassis	12,92
Total Massa	125,92
W kendaraan	1234,02 N

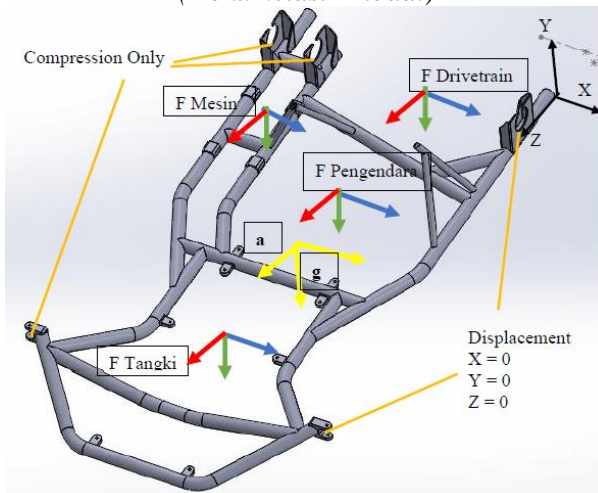
Tabel 4. 16 Rincian Variasi Beban F pada *Chassis Tony Kart*

Variasi Wk	F (N)
0,2	246,80
0,4	493,61
0,6	740,41
0,8	987,21
1	1234,02

IV.1.7 Chassis Arrow Pembebanan Belok tanpa Pengereman



Gambar 4. 13 *Boundary Condition Chassis Arrow* pada Pembebanan Belok ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 14 *Boundary Condition Chassis Arrow* pada Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta$
 Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Hijau : Gaya Berat
 Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis arrow* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R3, R4 dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 17 Gaya *input* pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 40 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	1604,69	134,43	588,60	26,74	2,240	9,88
mesin	1048,39	87,82	384,55			
drivetrain	160,47	13,44	58,86			
tangki	144,42	12,10	52,97			

B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 18 Gaya *input* pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 45 km/h tanpa pengereman

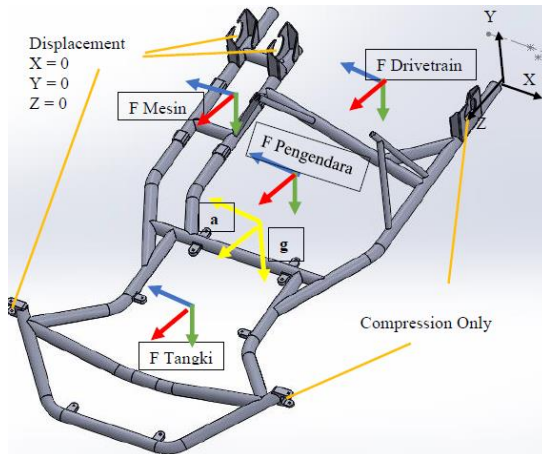
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	2030,93	170,13	588,60	33,85	2,836	9,88
mesin	1326,87	111,15	384,55			
drivetrain	203,09	17,01	58,86			
tangki	182,78	15,31	52,97			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya input pada *chassis* yaitu :

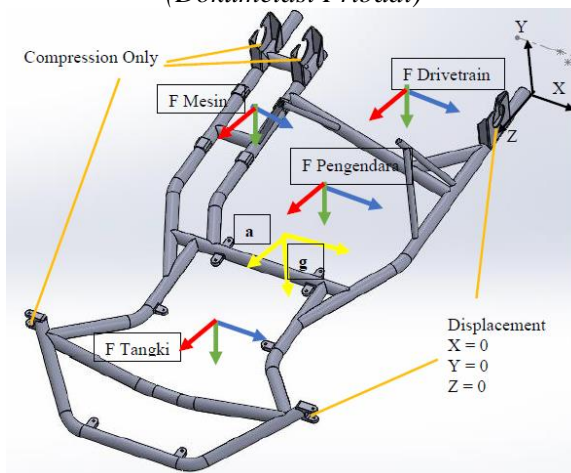
Tabel 4. 19 Gaya input pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 50 km/h tanpa pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta$ (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	2507,32	210,04	588,60	41,79	3,501	9,88
mesin	1638,12	137,23	384,55			
drivetrain	250,73	21,00	58,86			
tangki	225,66	18,90	52,97			

IV.1.8 Chassis Arrow Kart Pembebanan Belok dengan Pengereman



Gambar 4. 15 *Boundary Condition* Chassis Arrow pada Pembebanan Belok ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 16 *Boundary Condition* Chassis Arrow pada Pembebanan Belok ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)

Keterangan Gambar

Panah Merah : $F_c \sin \beta + F$ inersia

Panah Hijau : Gaya Berat

Panah Biru : $F_c \cos \beta$

Panah Kuning : Percepatan

Pada simulasi *chassis arrow* dengan pembebanan belok ke kiri akan diberikan *constraint* berupa adalah *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R3, R4 dan R5. Kemudian *chassis* juga diberikan *compression only support* pada tumpuan R1 dan R2. Selanjutnya untuk simulasi *chassis birell* pada pembebanan belok ke kanan akan diberikan *constraint* berupa *support displacement* ($x=0, y=0, z=0$) pada tumpuan R1 dan R2 dan *compression only support* pada tumpuan R3, R4 dan R5. Besar beban pada tiap komponen ini dapat dirincikan sesuai arahnya, sebagai berikut :

- A. Pada Kecepatan 40 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 20 Gaya *input* pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 40 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s^2)	percepatan sumbu z (a) (m/s^2)	gravitasi (g) (m/s^2)
pengendara	1604,69	1384,43	588,60	26,74	23,07	9,88
mesin	1048,39	904,49	384,55			
drivetrain	160,47	138,44	58,86			
tangki	144,42	124,60	52,97			

- B. Pada Kecepatan 45 km/h dan Radius 4,6 m sehingga gaya *input* pada *chassis* yaitu :

Tabel 4. 21 Gaya *input* pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 45 km/h dengan pengereman

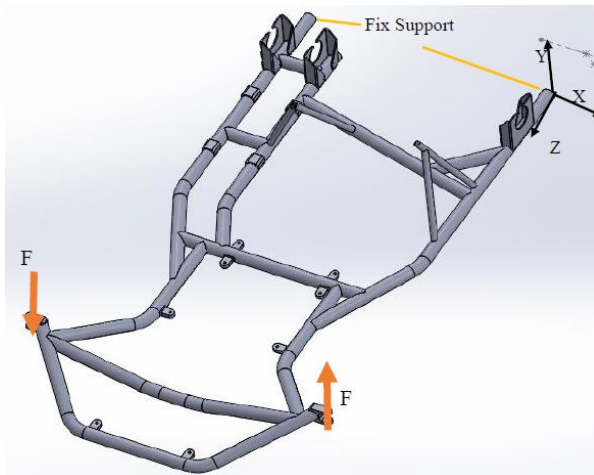
Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2030,93	1420,13	588,60	33,85	23,66	9,88
mesin	1326,87	927,82	384,55			
drivetrain	203,09	142,01	58,86			
tangki	182,78	127,81	52,97			

C. Pada Kecepatan 50 km/h dan Radius 4,6 m sehingga torsi pada *chassis* yaitu :

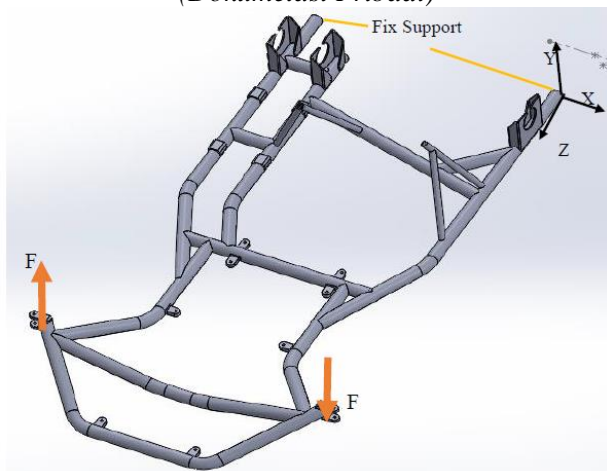
Tabel 4. 22 Gaya *input* pada *Go-kart Arrow* Kecepatan 50 km/h dengan pengereman

Komponen	$F_c \cos \beta$ (N)	$F_c \sin \beta + F$ inersia (N)	Gaya Berat (N)	percepatan sumbu x (a) (m/s ²)	percepatan sumbu z (a) (m/s ²)	gravitasi (g) (m/s ²)
pengendara	2507,32	1460,04	588,60	41,79	24,33	9,88
mesin	1638,12	953,89	384,55			
drivetrain	250,73	146,00	58,86			
tangki	225,66	131,40	52,97			

IV.1.9 Chassis Arrow Kart Pembebanan Torsional



Gambar 4. 17 *Boundary Condition Chassis Arrow* pada Pembebanan Torsional ke Kanan
(Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4. 18 *Boundary Condition Chassis Tony Kart* pada Pembebanan Torsional ke Kiri
(Dokumentasi Pribadi)

Pada simulasi *chassis arrow* pada pembebanan torsional akan diberikan *constraint* berupa *support fixed* pada bagian dua bagian belakang *chassis*. Simulasi ini akan dilakukan dua kali dengan arah puntir yang berlawanan. Pada simulasi ini pula, *chassis go-kart* tipe *tony kart* ini akan menerima beban sebesar F pada tumpuan R2 dan R3. Di mana beban itu memiliki besar yang sama namun arahnya berlawanan. Besarnya F yang akan diberikan pada *chassis* tersebut memiliki variasi dari $0,2 - 1,0 \times \text{Berat Kendaraan}$. Kemudian, rincian besar beban F ini dapat dilihat sebagai berikut :

Tabel 4. 23 Rincian Berat pada *Go-kart Arrow*

Massa Bagian (Kg)	
Pengendara	60
Mesin Dan Knalpot	39,2
Drivetrain	6
Tangki	5,4
Ban & Velg	2,4
Chassis	13,55
Total Massa	126,55
W kendaraan	1240,26 N

Tabel 4. 24 Rincian Variasi Beban F pada *Chassis Arrow*

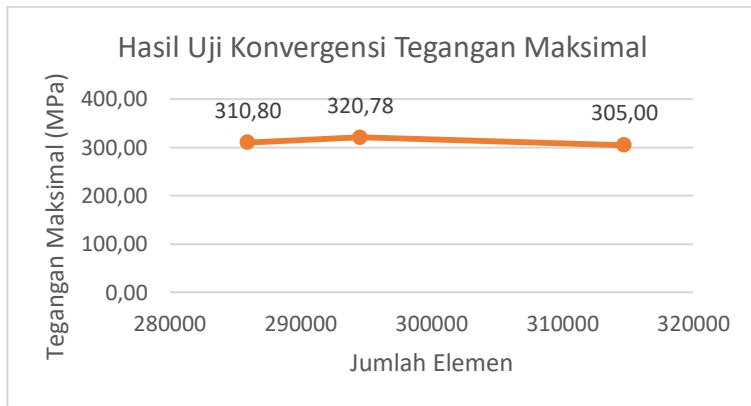
Variasi Wk	F (N)
0,2	248,05
0,4	496,10
0,6	744,16
0,8	992,21
1	1240,26

IV.2 Hasil Uji Konvergensi

IV.2.1 Chassis *Birell* Pembebanan Belok tanpa Pengereman

Tabel 4. 25 Hasil Konvergensi Chassis *Birell* Pembebanan Belok ke Kiri pada 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max
6,0	504606	285961	0,69	310,80	0,00
5.5	527575	294552	0,716	320,78	3,21
5,0	570088	314737	0,73	305,00	4,92



Gambar 4. 19 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis *Birell* Belok ke Kiri 45 km/h

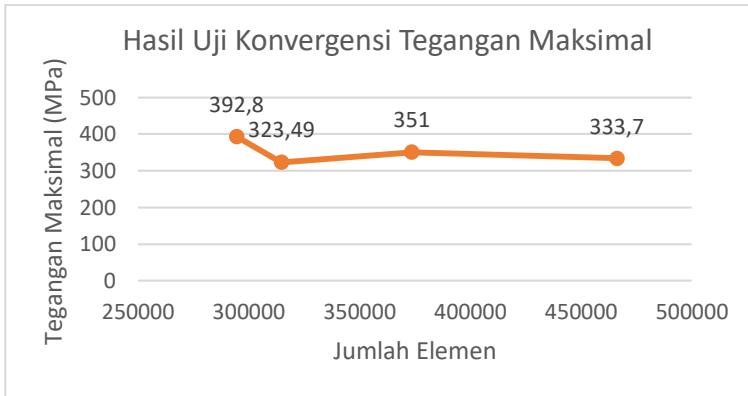
Pada Tabel dan Grafik di atas, dapat dilihat salah satu hasil dari uji konvergensi *chassis birell* pada pembebanan belok tanpa pengereman. Uji konvergensi tersebut dilakukan pada data kecepatan *go-kart* 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dapat dilihat perbedaan besar Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan nilai tersebut dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 294552 tegangan sebesar 320,78 MPa dan pada jumlah elemen 314737 tegangan sebesar 305 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 4,92 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 5 mm dengan jumlah elemen 314737, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.2 Chassis *Birell* Pembebanan Belok dengan Pengereman

Tabel 4. 26 Hasil Konvergensi Chassis *Birell* Pembebanan Belok ke Kiri pada 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
5.5	527575	294552	0,716	392,8	0,00
5	570088	314737	0,73	323,49	17,65
4,5	672650	373596	0,753	351	8,50
4	835490	466183	0,763	333,7	4,93



Gambar 4. 20 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis *Birell* Belok ke Kiri 45 km/h

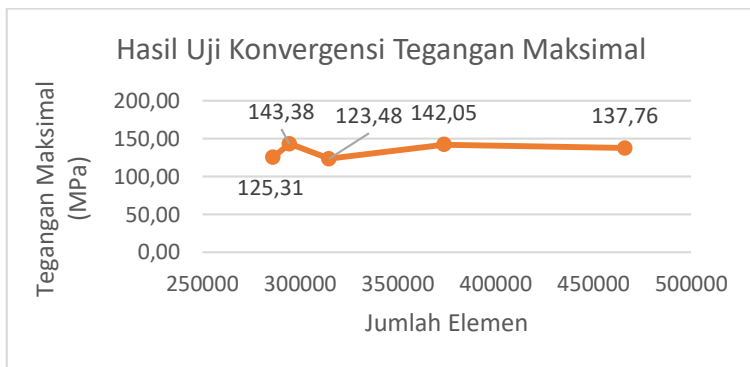
Pada Tabel dan Grafik di atas, dapat dilihat salah satu hasil dari uji konvergensi *chassis birell* pada pembebanan belok dengan pengereman. Uji konvergensi tersebut dilakukan pada data kecepatan *go-kart* 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dapat dilihat perbedaan besar Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan nilai tersebut dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 373596 tegangan sebesar 351 MPa dan pada jumlah elemen 466183 tegangan sebesar 333,7 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 4,93 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4 mm dengan jumlah elemen 466183 model *chassis* telah konvergen.

IV.2.3 Chassis *Birell* Pembebanan Torsional

Tabel 4. 27 Hasil Uji Konvergensi Chassis *Birell* Pembebanan Torsional

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Deformation Y Max (mm)	Deformation Y Min (mm)	Element Quality	Stress Max	Perbedaan S max (%)
6,0	504606	285961	3,83	-3,96	0,69	125,31	0,00
5,5	527575	294552	3,83	-3,96	0,716	143,38	14,42
5,0	570088	314737	3,84	-3,97	0,73	123,48	13,88
4,5	672650	373596	3,84	-3,97	0,753	142,05	15,04
4,0	835490	466183	3,84	-3,97	0,763	137,76	3,02



Gambar 4. 21 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis *Birell* Torsional

Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis birell* pada pembebanan torsional. Uji konvergensi ini dilakukan pada gaya F sebesar 0,2 Wk. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar deformasi Y dan Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

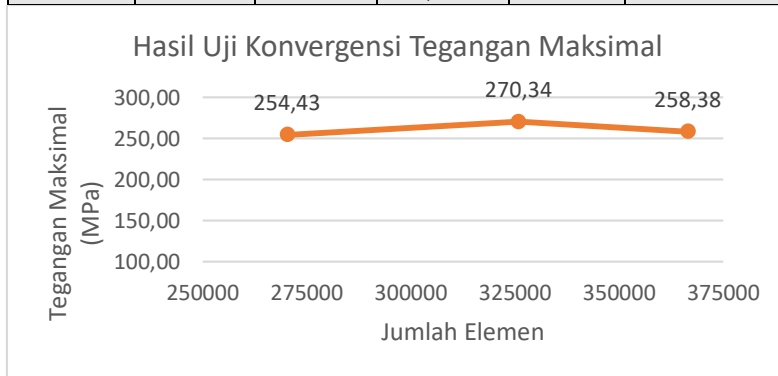
Pada nilai deformasi Y cenderung konstan seiring penambahan elemen. Kemudian pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah

elemen 373596 tegangan sebesar 142,05 MPa dan pada jumlah elemen 466183 tegangan sebesar 137,76 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 3,02 %. Sehingga untuk dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4 mm dengan jumlah elemen 477183, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.4 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok tanpa Pengereman

Tabel 4. 28 Hasil Uji Konvergensi Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
6	509675	270325	0,739	254,43	0,00
5,5	612306	325852	0,755	270,34	6,25
5	687318	366514	0,759	258,38	4,42



Gambar 4. 22 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis *Tony Kart* Belok ke kiri 45 km/h

Pada Tabel dan Grafik di atas dapat salah satu dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis tony kart* pada pembebanan belok

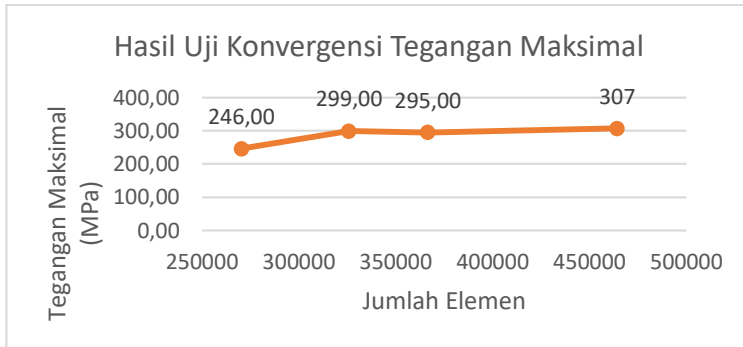
tanpa pengereman. Uji konvergensi ini dilakukan pada data kecepatan *go-kart* sebesar 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 325852 tegangan sebesar 270,34 MPa dan pada jumlah elemen 366514 tegangan sebesar 253,38 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 4,42 %. Sehingga untuk dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 5 mm dengan jumlah elemen 366514, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.5 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok dengan Pengereman

Tabel 4. 29 Hasil Uji Konvergensi Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
6	509675	270325	0,739	246,00	0,00
5,5	612306	325852	0,755	299,00	21,54
5	687318	366514	0,759	295,00	1,34
4,5	838738	464359	0,735	307	4,07



Gambar 4. 23 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal Chassis *Tony Kart* Belok ke kiri 45 km/h

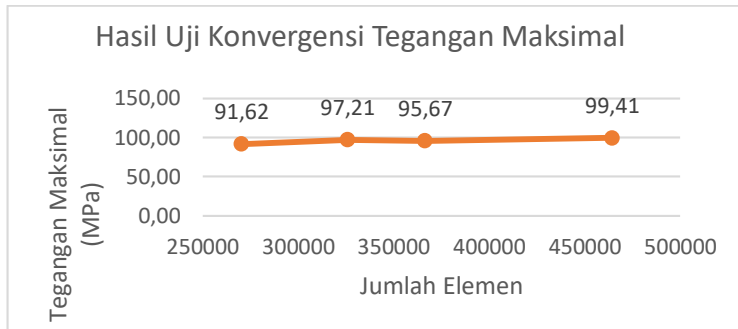
Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis tony kart* pada pembebanan belok dengan pengereman. Uji konvergensi ini dilakukan pada data kecepatan *go-kart* sebesar 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 366514 tegangan sebesar 295 MPa dan pada jumlah elemen 464359 tegangan sebesar 307 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 4,07 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4,5 mm dengan jumlah elemen 464359, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.6 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Torsional

Tabel 4. 30 Hasil Uji Konvergensi Chassis *Tony Kart*
Pembebanan Torsional

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Deformation Y Max (mm)	Deformation Y Min (mm)	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
6	509675	270325	7,522	-7,619	0,739	91,62	0,00
5,5	612306	325852	7,526	-7,624	0,755	97,21	6,10
5	687318	366514	7,530	-7,628	0,759	95,67	1,59
4,5	838738	464359	7,533	-7,631	0,735	99,41	3,91



Gambar 4. 24 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada
Chassis *Tony Kart* Torsional

Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis tony kart* pada pembebanan torsional. Uji konvergensi ini dilakukan pada data gaya F sebesar 0,2 Wk. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar deformasi Y dan Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

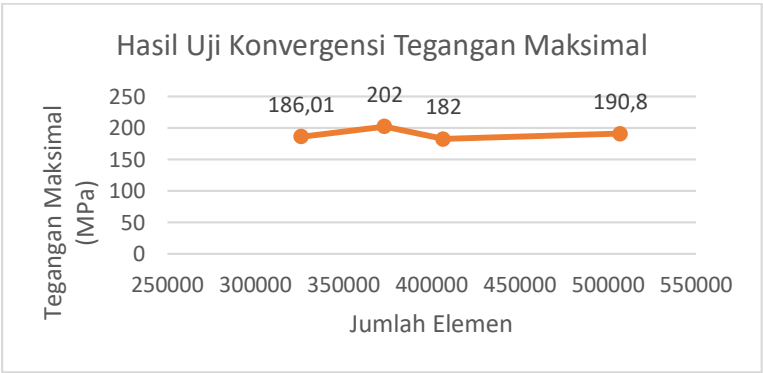
Nilai deformasi Y diketahui cenderung konstan seiring penambahan elemen. Kemudian pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 366514 tegangan sebesar 95,67 MPa dan pada jumlah

elemen 464369 tegangan sebesar 99,41 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 3,91 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4,5 mm dengan jumlah elemen 464369, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.7 Chassis Arrow Pembebanan Belok tanpa Pengereman

Tabel 4. 31 Hasil Uji Konvergensi Chassis Arrow Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
6	582846	326166	0,72	186,01	0,00
5.5	673232	373307	0,736	202	8,60
5	741619	406683	0,75	182	9,90
4,5	887340	507105	0,735	190,8	4,84



Gambar 4. 25 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Belok ke kiri 45 km/h

Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis arrow* pada pembebanan belok tanpa

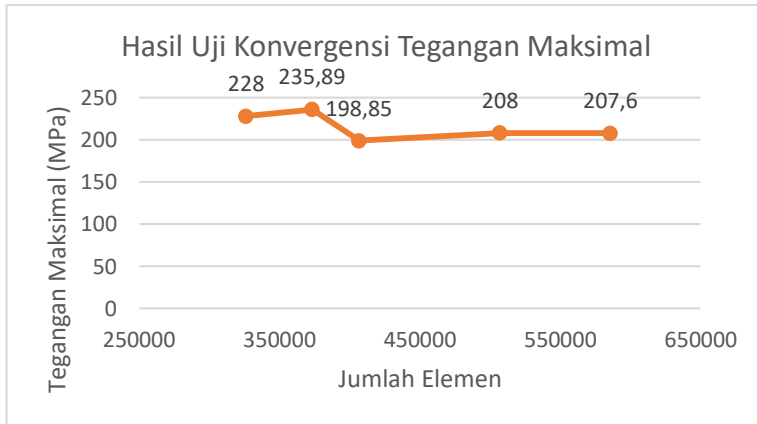
pengereman. Uji konvergensi ini dilakukan pada data kecepatan *go-kart* sebesar 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 406683 tegangan sebesar 182 MPa dan pada jumlah elemen 507105 tegangan sebesar 190,8 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 4,84 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4,5 mm dengan jumlah elemen 507105, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.8 Chassis Arrow Pembebanan Belok dengan Pengereman

Tabel 4. 32 Hasil Uji Konvergensi Chassis Arrow Pembebanan Belok ke kiri 45 km/h

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Element Quality	Stress Max (Mpa)	Perbedaan S max
6	582846	326166	0,72	228	0,00
5.5	673232	373307	0,736	235,89	3,46
5	741619	406683	0,75	198,85	15,70
4,5	887340	507105	0,735	208	4,60
4	938739	585554	0,78	207,6	0,19



Gambar 4. 26 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis *Arrow* Belok ke kiri 45 km/h

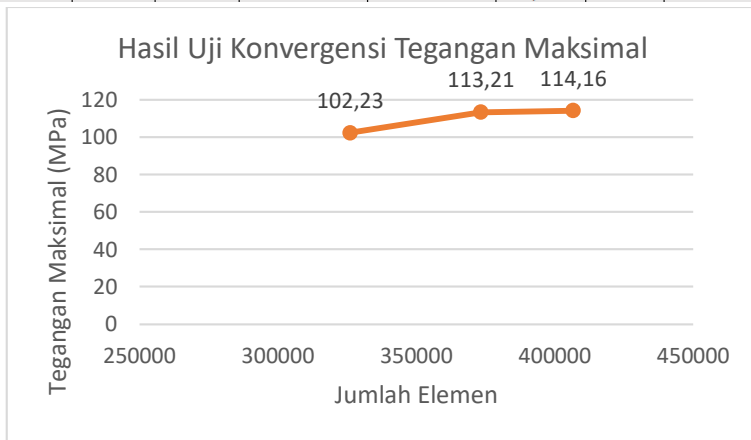
Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis arrow* pada pembebanan belok dengan pengereman. Uji konvergensi ini dilakukan pada data kecepatan *go-kart* sebesar 45 km/h. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

Pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 507105 tegangan sebesar 208 MPa dan pada jumlah elemen 585554 tegangan sebesar 207,6 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 0,19 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 4 mm dengan jumlah elemen 585554, model *chassis* telah konvergen.

IV.2.9 Chassis Arrow Kart Pembebanan Torsional

Tabel 4. 33 Hasil Uji Konvergensi Chassis Arrow Pembebanan Torsional

Ukuran Elemen (mm)	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Deformation Y Max (mm)	Deformation Y Min (mm)	Element Quality	Stress Max (MPa)	Perbedaan Stress Max (%)
6	582846	326166	6,36	-3,77	0,72	102,23	0,00
5,5	673232	373307	6,36	-3,78	0,736	113,21	10,74
5	741619	406683	6,36	-3,78	0,75	114,16	0,84



Gambar 4. 27 Hasil Konvergensi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Torsional

Pada Tabel dan Grafik di atas dapat dilihat hasil dari uji konvergensi *chassis tony kart* pada pembebanan torsional. Uji konvergensi ini dilakukan pada data gaya F sebesar 0,2 Wk. Pada uji konvergensi ini dilihat perbedaan besar deformasi Y dan Tegangan Maksimal seiring penambahan elemen mesh. Di mana saat perbedaan kedua nilai tersebut sama-sama dibawah 5% maka model dianggap telah konvergen,

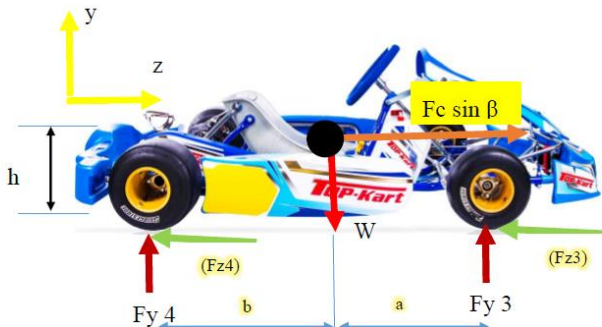
Nilai deformasi Y dapat dilihat cenderung konstan seiring penambahan elemen. Kemudian pada grafik tegangan maksimal dapat dilihat nilai tegangan ternyata berubah-ubah seiring

perubahan jumlah elemen. Dapat dilihat bahwa pada jumlah elemen 373307 tegangan sebesar 113,21 MPa dan pada jumlah elemen 406683 tegangan sebesar 114,16 MPa. Pada nilai kedua tegangan tersebut ternyata perbedaannya hanya sebesar 0,84 %. Sehingga dapat diambil kesimpulan pada ukuran mesh 5 mm dengan jumlah elemen 406683, model *chassis* telah konvergen.

IV.3 Verifikasi Hasil Simulasi

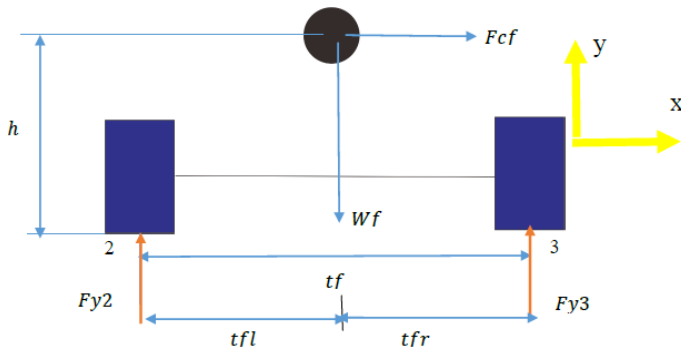
IV.3.1 Verifikasi Pembebanan Belok

Pada simulasi belok kali ini akan diambil hasil dari simulasi *chassis arrow* pada pembebanan belok tanpa pengereman pada kecepatan kendaraan 45 km/h dan radius 4,6 m. Dengan menggunakan prinsip statika dapat dicari kecenderungan suatu roda untuk terangkat atau tidak saat berbelok. Perhitungan ini sendiri mengasumsikan bahwa kendaraan berupa bodi kaku dan memiliki empat tumpuan roda. Di mana roda yang memiliki besar gaya normal F_y sebesar nol ataupun negatif berarti telah terangkat. Di bawah ini akan diberikan Free Body Diagram dan persamaan untuk keadaan belok kendaraan tersebut. Sementara contoh rincian penurunan rumus akan diberikan lebih lanjut di lampiran.



Gambar 4. 28 FBD dari *Go-kart* Tampak Samping
(Dokumentasi Pribadi)

Gambar 4. 28 FBD dari *Go-kart* Tampak Samping
(Dokumentasi Pribadi)

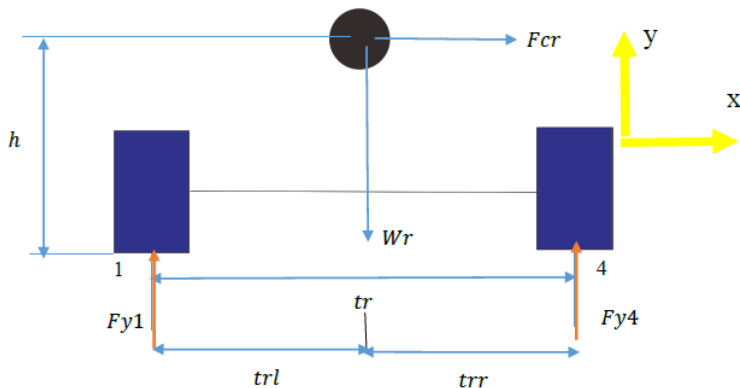


Gambar 4. 29 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Depan (Sutantra & Sampurno, 2010)

Dengan menerapkan rumus statika dapat dicari besar gaya normal pada roda depan kendaraan.

$$Fy2 = \frac{b}{(a+b)} (W) \frac{tfr}{tf} - \frac{b}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tf} + \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)} \frac{tfr}{tf}$$

$$Fy3 = \frac{b}{(a+b)} (W) \frac{tfl}{tf} + \frac{b}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tf} + \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)} \frac{tfl}{tf}$$



Gambar 4. 30 Gaya-Gaya Kendaraan Belok pada Roda Belakang (Sutantra & Sampurno, 2010)

Dengan menerapkan rumus statika dapat dicari besar gaya normal pada roda belakang kendaraan.

$$Fy1 = \frac{a}{(a+b)} (W) \frac{trr}{tr} - \frac{a}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tr} - \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)} \frac{trr}{tr}$$

$$Fy4 = \frac{a}{(a+b)} (W) \frac{trl}{tr} + \frac{a}{(a+b)} \frac{(Fc \cos \beta h)}{tr} - \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)} \frac{trl}{tr}$$

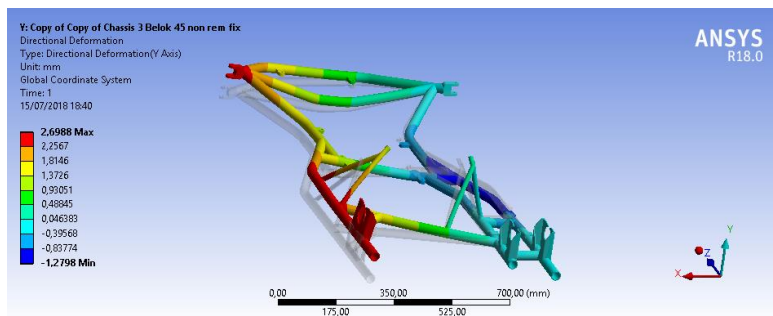
Kemudian dari data spesifikasi *go-kart* dihitung besar gaya normal dari persamaan tersebut sehingga dihasilkan hasil sebagai berikut :

Tabel 4. 34 Data Spesifikasi Perhitungan Chassis *Tony Kart* pada Kecepatan 45 km/h

W (N)	1240,26	m (kg)	126,557	h (m)	0,141	trl (m)	0,254
b (m)	0,38	r (m)	4,6	beta (deg)	4,78	tfr (m)	0,43
a (m)	0,655	v (m/s)	12,5	tf (m)	0,74	tfl (m)	0,31
g (m/s ²)	9,8	tr (m)	0,627	tr (m)	0,627	trr (m)	0,373

Tabel 4. 35 Hasil Perhitungan Gaya Normal pada tiap Roda

Fy 1	-171
Fy 2	-6,81
Fy 3	513,81
Fy 4	904,36



Gambar 4. 31 Hasil Simulasi *Chassis Arrow* saat Berbelok pada kecepatan 45 km/h

Dari perbandingan di atas diketahui bahwa hasil dari perhitungan tangan maupun simulasi sama-sama memperlihatkan bahwa roda *go-kart* bagian belakang dan depan akan terangkat. Sementara itu tentunya akan ada perbedaan antara hasil simulasi dan perhitungan tangan tersebut. Hal ini dikarenakan hasil perhitungan tangan mengasumsikan bodi kendaraan kaku dan ditumpu oleh 4 roda. Sedangkan hasil simulasi *go-kart* menggunakan *chassis* yang memiliki fleksibilitas dan saat terangkat *chassis* hanya akan ditumpu dua roda saja.

Kemudian gaya reaksi pada tiap roda akan dihitung secara manual dengan menggunakan prinsip statika. Sehingga secara sederhana besar gaya reaksi ke arah vertikal dapat dihitung. Di mana pada perhitungan ini diasumsikan *go-kart* hanya ditumpu dua roda saja.

$$Fy3 = \frac{b}{(a+b)} (W) + \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)}$$

$$Fy4 = \frac{a}{(a+b)} (W) - \frac{(h.Fc \sin \beta)}{(a+b)}$$

Di mana setelah dihitung didapatkan hasil sebesar,

Fy 3	Fy 4
506,99 N	733,26 N

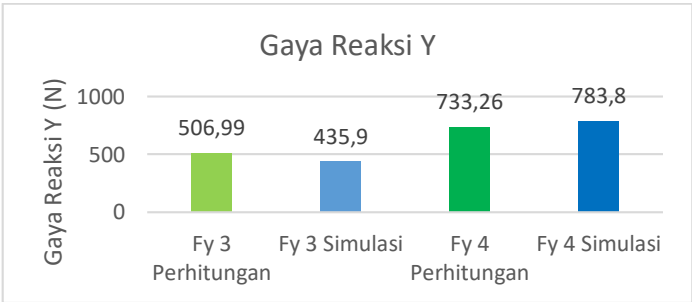
Hasil simulasi untuk mendapatkan nilai besar gaya reaksi pada dua tumpuan tersebut dapat dilihat sebagai berikut

Details of "Force Reaction"	
Definition	
Type	Force Reaction
Location Method	Boundary Condition
Boundary Condition	Displacement
Orientation	Global Coordinate System
Suppressed	No
Options	
Result Selection	Y Axis
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
<input type="checkbox"/> Y Axis	435,95 N
Maximum Value Over Time	
Minimum Value Over Time	
Information	

Gambar 4. 32 Besar Gaya Reaksi Fy 3 Hasil Simulasi

Definition	
Type	Force Reaction
Location Method	Boundary Condition
Boundary Condition	Displacement 2
Orientation	Global Coordinate System
Suppressed	No
Options	
Result Selection	Y Axis
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
Results	
<input type="checkbox"/> Y Axis	783,81 N
Maximum Value Over Time	
Minimum Value Over Time	
Information	

Gambar 4. 33 Besar Gaya Reaksi Fy 4 Hasil Simulasi



Gambar 4. 34 Perbandingan Besar Gaya Reaksi Vertikal pada Roda

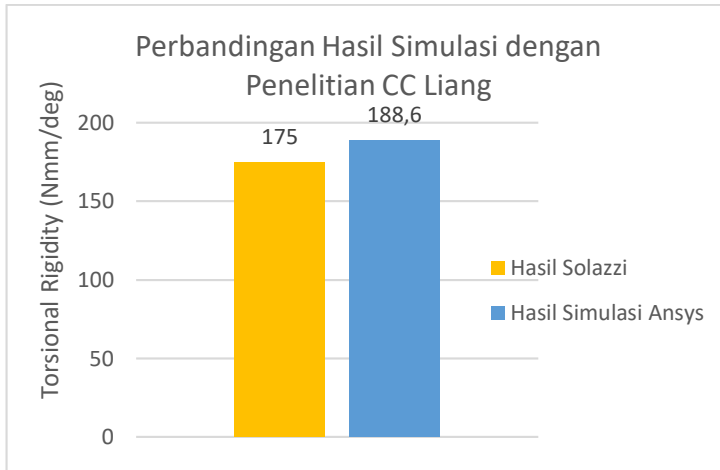
Dari perbandingan di atas besar gaya reaksi tidak berbeda jauh. Perbedaan yang terjadi tersebut karena adanya perbedaan metode penghitungan pada hitungan manual yang menggunakan massa kendaraan total sebagai parameter penghitungan secara sederhana. Sementara pada simulasi, gaya masukan dikenakan pada tiap massa-massa komponen yang ada melalui fitur *remote force* yang kemudian ditransferkan ke *chassis*. Selain itu, bentuk dan tempat peletakan gaya serta tumpuan juga lebih rumit daripada peletakan gaya di perhitungan tangan yang sederhana.

IV.3.2 Verifikasi Pembebanan Torsional

Verifikasi kali ini akan membandingkan hasil torsional rigidity dari simulasi *chassis tony kart* dengan hasil penelitian (Solazzi & Matteazi, 2002). Chassis *tony kart* dipilih untuk dibandingkan karena bentuknya yang paling mendekati dengan *chassis* yang diteliti Solazzi. Pada penelitian Solazzi ini, *chassis go-kart* diberikan beban torsi pada bagian depannya yang dapat menghasilkan besar *torsional rigidity chassis*.



Gambar 4. 35 Skema Percobaan Kekakuan *Chassis* pada Penelitian Solazzi
(Solazzi & Matteazi, 2002)

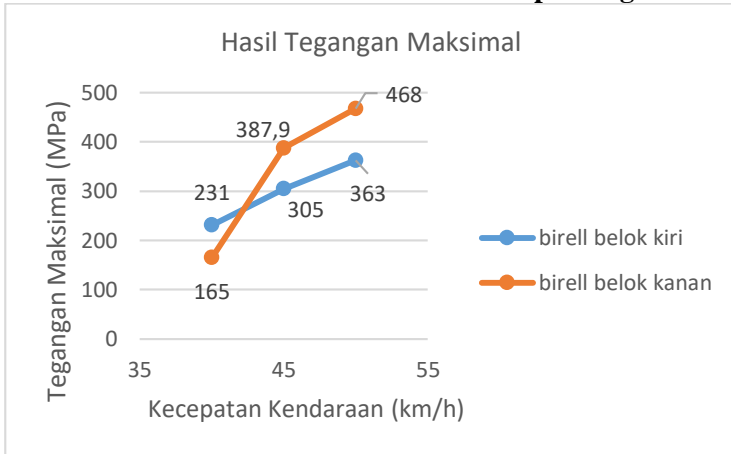


Gambar 4. 36 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Penelitian Solazzi

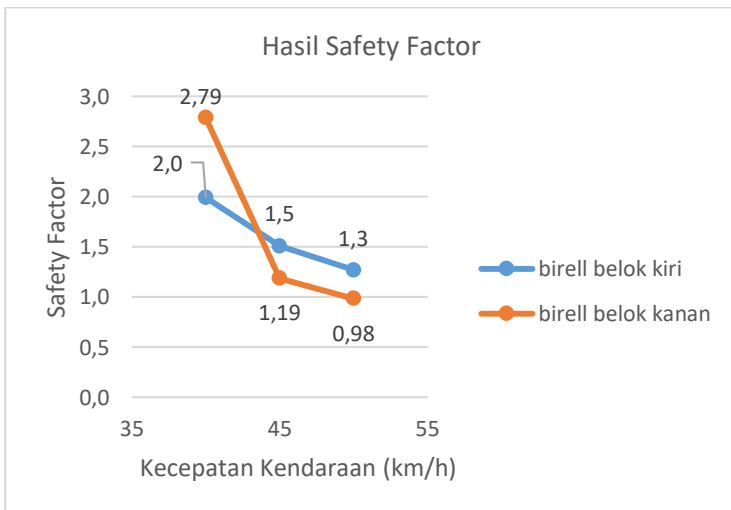
Grafik di atas menunjukkan bahwa nilai torsional rigidity (kekakuan) hasil simulasi lebih besar daripada hasil penelitian yang dilakukan Solazzi. Perbedaan ini sesuai dengan hasil penelitian Liang yang mengatakan bahwa semakin besar *track width* depan maka *chassis* akan semakin kaku. Hal ini dikarenakan lebar *track width* depan pada *chassis* hasil simulasi sebesar 0,8 m. Sementara *chassis* penelitian Solazzi memiliki *track width* depan sebesar 0,6 m. Hal ini memperlihatkan bahwa metode yang digunakan untuk simulasi kali ini dapat menghasilkan hasil *torsional rigidity* yang tepat.

IV.4 Hasil Simulasi

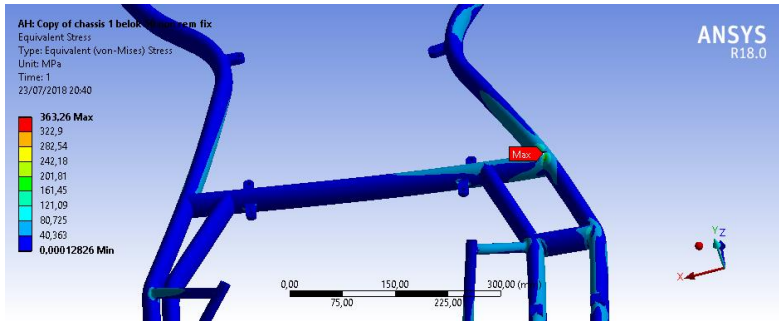
IV.4.1 Chassis *Birell* Pembebanan Belok tanpa Pengereman



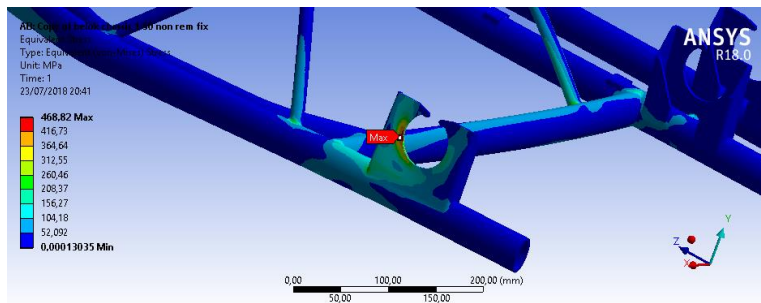
Gambar 4. 37 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses



Gambar 4. 38 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 39 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Birell* Belok ke Kiri pada 50 km/h



Gambar 4. 40 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Birell* Belok ke Kanan pada 50 km/h

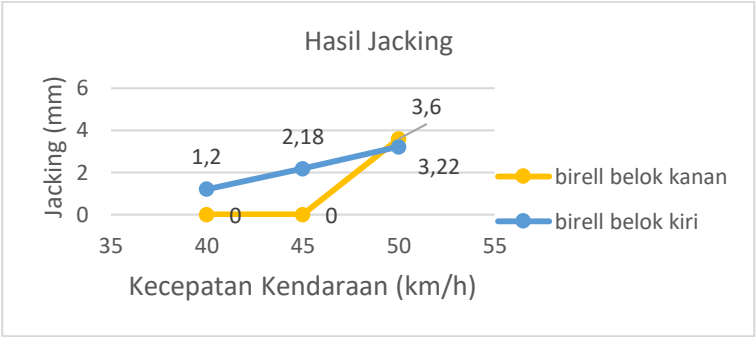
Simulasi *chassis birell* pembebanan belok tanpa pengereman menghasilkan hasil yang digambarkan dalam grafik tegangan *von misses* di atas. Pada simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 231 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan *von misses* naik terus sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 363 MPa. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 165 MPa. Kemudian saat kecepatan naik maka besar

tegangan *von misses* naik terus sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 468 MPa.

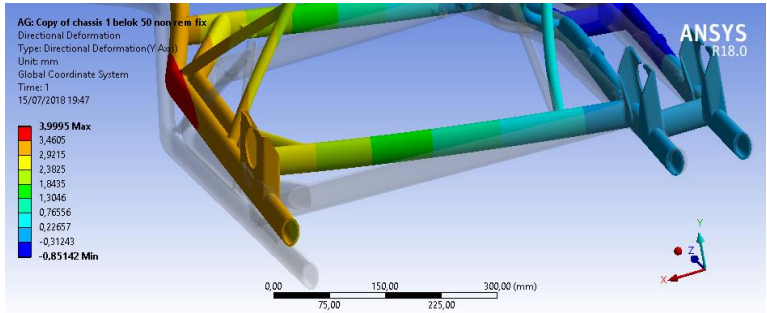
Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan besar tegangan yang diterima *chassis*. Gambar hasil simulasi *chassis tony kart* pada kecepatan 50 km/h menunjukkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada daerah sambungan serta pada tumpuan roda belakang. Hal ini dikarenakan bentuk daerah tersebut yang bersudut tajam. Sehingga bentuk ini menimbulkan konsentrasi tegangan di daerah tersebut. Sedangkan tumpuan belakang memiliki ketebalan yang tipis dan letaknya di dekat tumpuan sehingga membuat tegangan lebih besar didaerah tersebut.

Pada simulasi belok ke kiri didapatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,0 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,5 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 1,3 saat kecepatan 50 km/h. Sementara pada simulasi belok ke kanan didapatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,79 pada kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,19 pada kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 0,98 pada kecepatan 50 km/h.

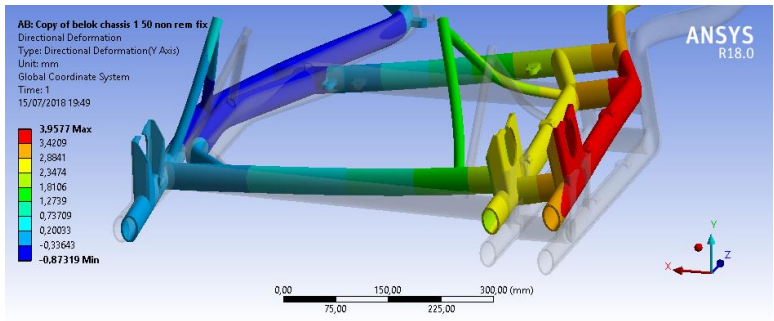
Hasil *safety factor* menunjukkan *chassis go-kart* baru akan mengalami kegagalan saat *go-kart* dalam kecepatan 50 km/h ketika berbelok ke kanan. Hal ini masih sesuai dengan regulasi yang menentukan batas kecepatan 45 km/h sebagai batas aman *go-kart* saat berbelok pada radius 4,6 m. Selain itu, besar tegangan maksimal ini sebenarnya masih dibawah nilai UTS material. Kekuatan *chassis* di lapangan juga bisa lebih kuat karena adanya *chassis* tambahan yang biasanya dipasang ke *chassis* utama. Kedua simulasi di atas memperlihatkan bahwa *go-kart* cenderung lebih kuat saat berbelok ke arah kiri daripada ketika berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 41 Hasil Simulasi Besar *Jacking* Vs Torsi



Gambar 4. 42 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kiri pada 50 km/h

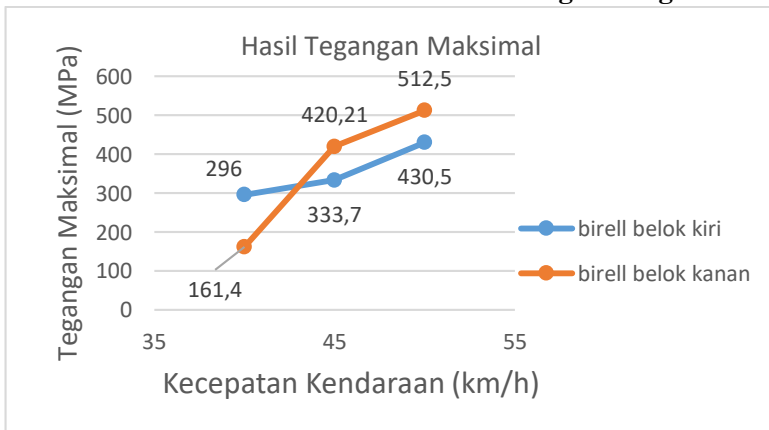


Gambar 4. 43 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kanan pada 50 km/h

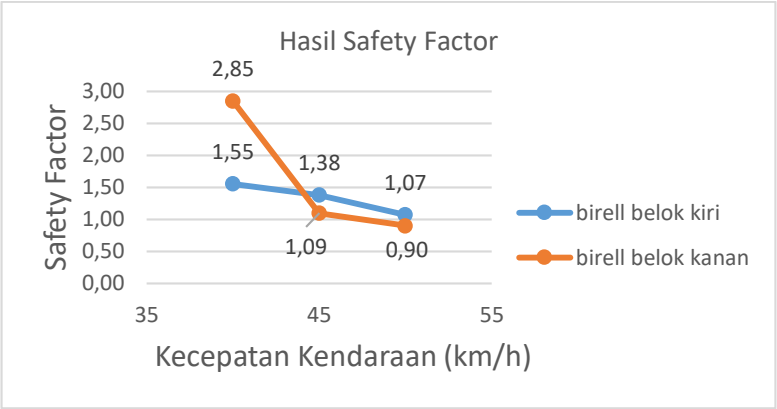
Hasil simulasi *chassis birell* pembebanan belok tanpa pengereman juga mendapatkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Grafik belok ke kiri tersebut menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h, nilai *jacking* sebesar 1,2 mm. Kemudian saat gokart semakin cepat maka besar *jacking* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h, nilai *jacking* menjadi 3,22 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* baru mengalami *jacking* pada kecepatan 50 km/h, pada besar *jacking* 3,6 mm.

Pada saat *go-kart* berbelok ke kanan, *go-kart* dengan *chassis birell* membutuhkan kecepatan yang lebih tinggi daripada saat berbelok ke kiri. Hal ini dikarenakan letak titik berat *go-kart* yang tidak berada ditengah. Hal ini membuat momen guling pada *go-kart* lebih kecil saat *go-kart* berbelok ke kanan daripada ke kiri. Sehingga hasil simulasi memperlihatkan *go-kart* dengan *chassis birell* lebih baik saat digunakan pada lintasan yang memiliki banyak belokan ke arah kiri.

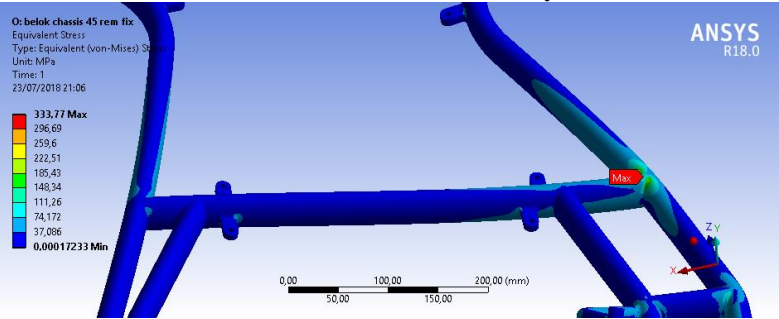
IV.4.2 Chassis *Birell* Pembebanan Belok dengan Pengereman



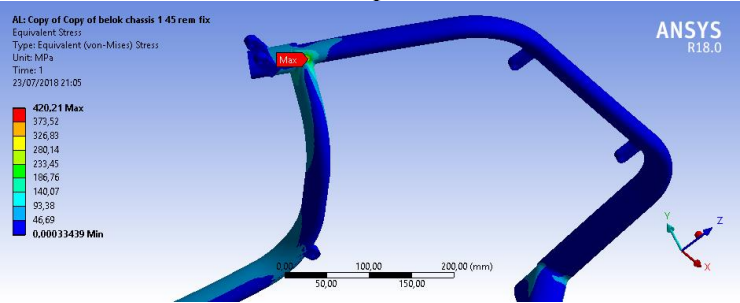
Gambar 4. 44 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses



Gambar 4. 45 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 46 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Birell* Belok ke Kiri pada 45 km/h



Gambar 4. 47 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Birell* Belok ke Kanan pada 45 km/h

Hasil simulasi *chassis birell* pembebanan belok dengan pengereman menghasilkan grafik tegangan *von mises* di atas. Simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 296 MPa. Kemudian, saat gokart semakin cepat maka besar tegangan *von mises* akan ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 430,5 MPa. Sementara itu, simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa saat kecepatan 40 km/h tegangan menjadi sebesar 161,4 MPa. Kemudian saat gokart semakin cepat maka besar tegangan akan ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi sebesar 512 MPa.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan besar tegangan *von mises* yang terjadi. Gambar hasil simulasi *chassis birell* pada kecepatan 45 km/h memperlihatkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada sambungan *chassis*. Hal ini dikarenakan bentuk dari daerah tersebut yang cenderung bersudut sehingga menimbulkan konsentrasi tegangan di daerah tersebut.

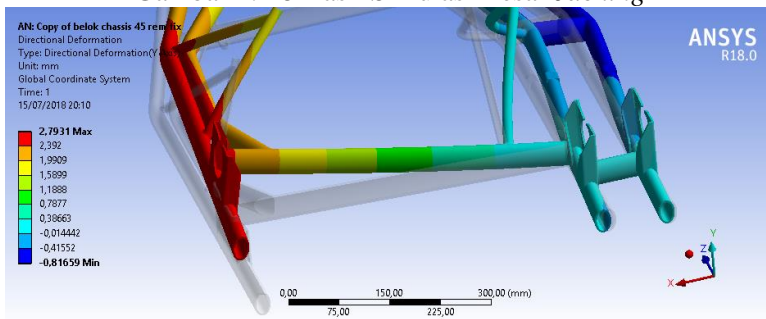
Simulasi belok ke kiri memperlihatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 1,55 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,38 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 1,07 saat kecepatan 50 km/h. Sementara itu, simulasi belok ke kanan menghasilkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,85 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,09 saat kecepatan 45 km/h Dan akhirnya *safety factor* menjadi 0,9 saat kecepatan kendaraan 50 km/h.

Hasil *safety factor* ini menunjukkan bahwa *chassis go-kart* baru akan mengalami kegagalan saat *go-kart* dalam kecepatan 50 km/h ketika berbelok ke kanan. Hal ini masih sesuai dengan regulasi yang menentukan batas kecepatan 45 km/h sebagai batas aman *go-kart* saat berbelok pada radius 4,6 m. Selain itu, besar tegangan maksimal juga masih dibawah UTS material. Kekuatan

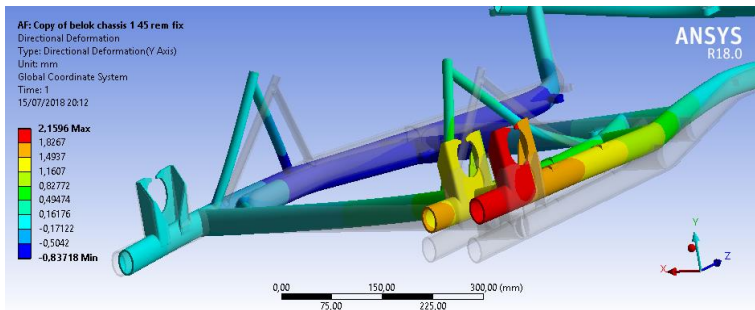
chassis di lapangan bisa saja lebih kuat karena adanya *chassis* tambahan yang biasanya dipasang ke *chassis* utama. Kedua simulasi di atas memperlihatkan bahwa *go-kart* cenderung lebih kuat saat berbelok ke arah kiri daripada ketika berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 48 Hasil Simulasi Besar *Jacking*



Gambar 4. 49 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kiri pada 45 km/h

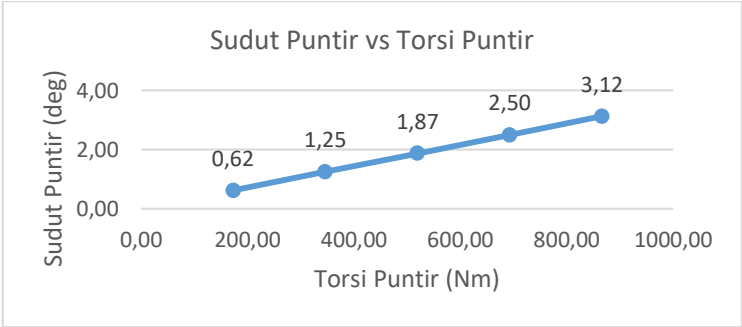


Gambar 4. 50 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kanan pada 45 km/h

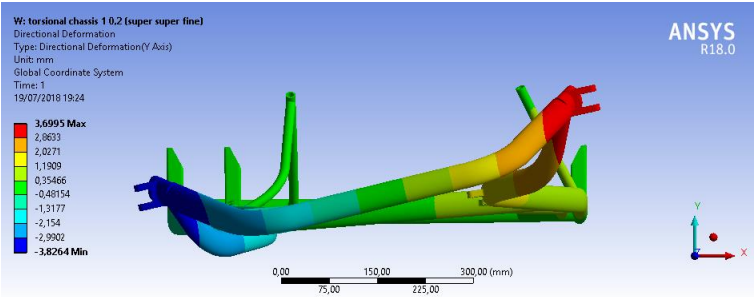
Hasil simulasi *chassis birell* pembebanan belok tanpa pengereman mendapatkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Grafik belok ke kiri tersebut menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h nilai *jacking* sebesar 1,79 mm. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka kenaikan roda / *jacking* juga semakin besar sampai pada kecepatan 50 km/h nilai *jacking* menjadi 3,76 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* mengalami *jacking* pada kecepatan 45 km/h, pada besar *jacking* 1,9 mm. Kemudian saat *go-kart* berkecepatan 50 km/h nilai *jacking* menjadi 6 mm.

Grafik di atas juga menunjukkan bahwa *go-kart* dengan *chassis birell* lebih dapat mengalami *jacking* dengan kecepatan yang lebih rendah saat berbelok ke kiri dari pada saat berbelok ke kanan. Hal ini dikarenakan karakter gokart yang memiliki titik berat tidak berada di tengah melainkan cenderung di sebelah kanan. Sehingga dapat disimpulkan chassis birell ini lebih baik untuk lintasan yang memiliki banyak belokan ke arah kiri.

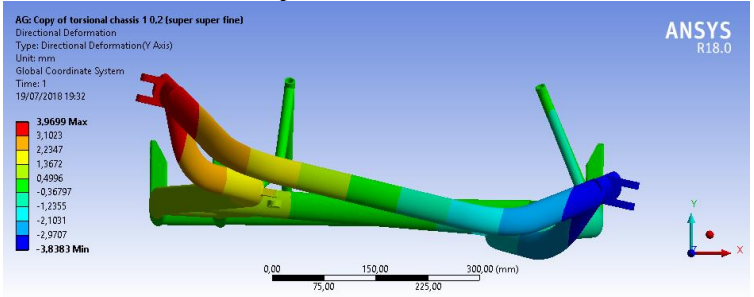
IV.4.3 Chassis *Birell* Pembebanan Torsional



Gambar 4. 51 Hasil Simulasi Sudut Puntir vs Torsi Puntir



Gambar 4. 52 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis *Birell* pada 0,2 Wk ke Kanan

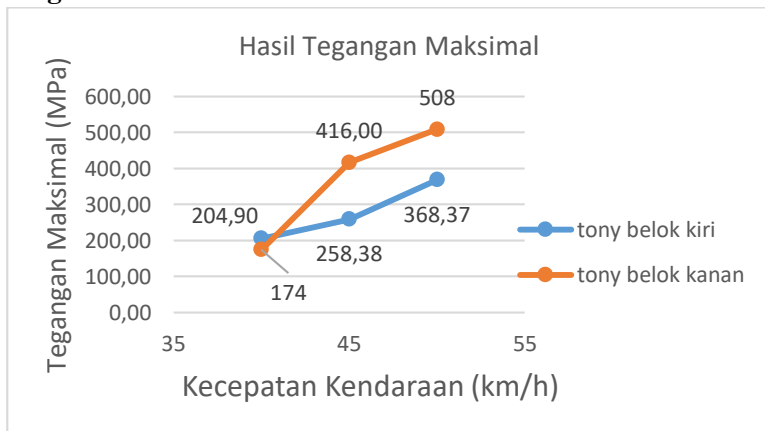


Gambar 4. 53 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis *Birell* pada 0,2 Wk ke Kiri

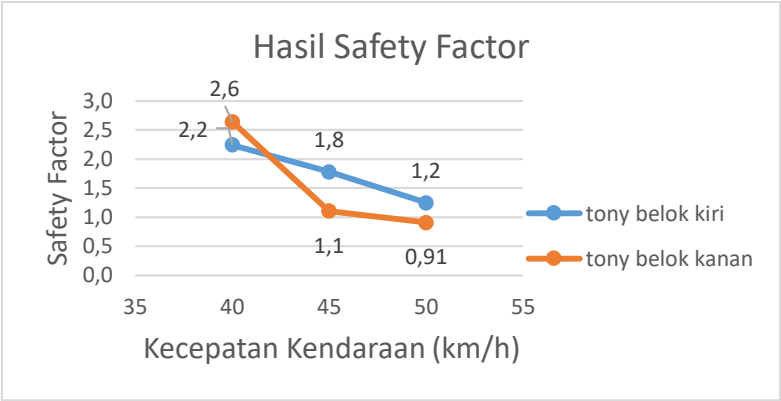
Hasil simulasi *chassis birell* pembebanan torsional menghasilkan grafik sudut puntir vs torsi puntir di atas. Dari grafik tersebut menjelaskan bahwa pada torsi puntir 173,3 Nm sudut puntir sebesar 0,62 deg. Kemudian saat torsi puntir naik maka besar sudut puntir pun ikut naik sampai pada torsi puntir 866,65 Nm sudut puntir menjadi 3,12 deg.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan besar torsi puntir akan berbanding lurus dengan besar sudut puntir. Di mana dari hasil perhitungan didapat rata-rata kekakuan *chassis birell* sebesar 277,6964 Nm/deg. Pada gambar *chassis* terlihat bahwa letak deformasi Y maksimum dan minimum terjadi pada tumpuan roda depan kanan dan kiri. Di mana setelah disimulasikan jika *chassis* dipuntir ke kanan dan ke kiri diketahui hasil kekakuan yang didapat sama besar.

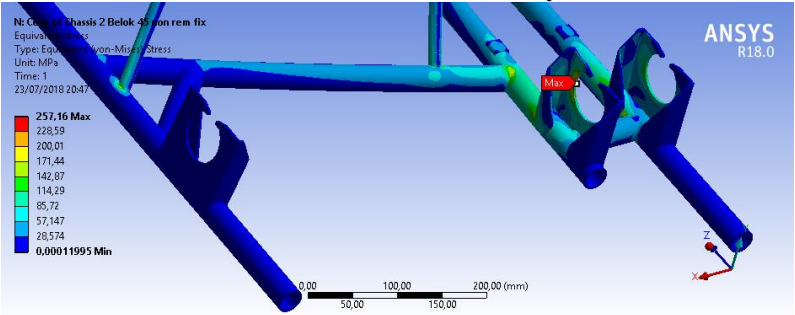
IV.4.4 Chassis Tony Kart Pembebanan Belok tanpa Pengereman



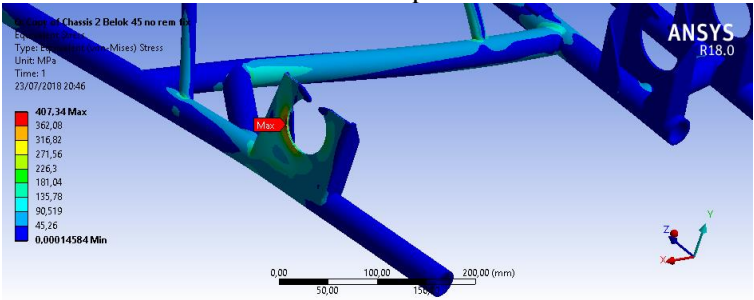
Gambar 4. 54 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses



Gambar 4. 55 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 56 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Tony Kart Belok ke Kiri* pada 45 km/h



Gambar 4. 57 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Tony Kart Belok ke Kanan* pada 45 km/h

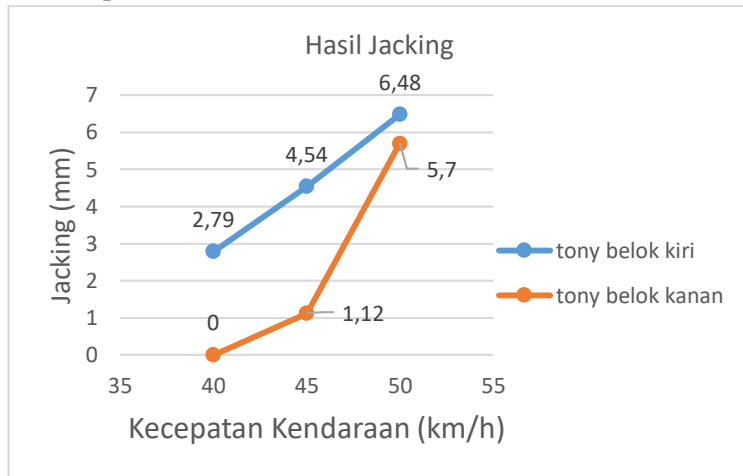
Hasil simulasi *chassis tony kart* pembebanan belok tanpa pengereman menghasilkan grafik tegangan *von misses* di atas. Pada simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 204,9 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan *von misses* akan ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 368,37 MPa. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 174 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan *von misses* akan ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 508 MPa.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan besar tegangan *von misses*. Gambar hasil *chassis tony kart* pada kecepatan 45 km/h memperlihatkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada bagian tumpuan roda belakang. Hal ini dikarenakan bentuk dari *chassis* pada daerah tersebut yang memiliki ketebalan cukup tipis dan letaknya yang dekat dengan tumpuan roda.

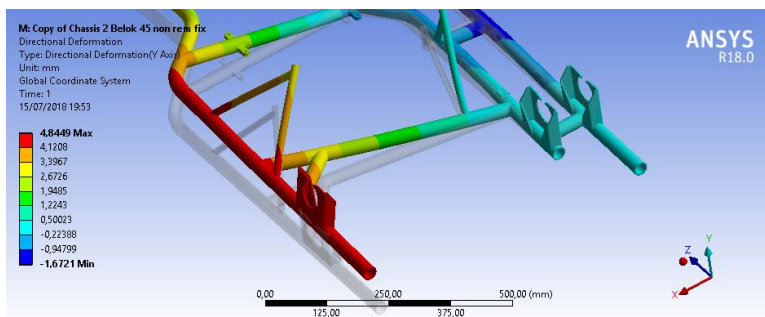
Simulasi belok ke kiri memperlihatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,2 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,8 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 1,2 saat kecepatan 50 km/h. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan pula besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,64 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,11 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 0,91 saat kecepatan 50 km/h.

Hasil *safety factor* ini menunjukkan bahwa *chassis go-kart* baru akan mengalami kegagalan saat *go-kart* berkecepatan 50 km/h ketika berbelok ke kanan. Hal ini masih sesuai dengan standar yang menentukan batas kecepatan 45 km/h sebagai batas aman *go-kart* saat berbelok pada radius 4,6 m. Selain itu, besar

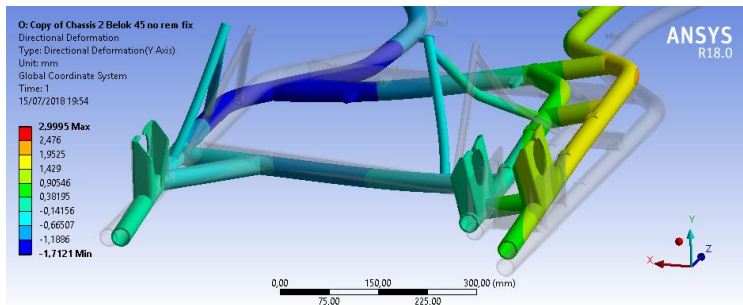
tegangan maksimal sebenarnya masih dibawah UTS material. Kekuatan *chassis* di lapangan juga dapat lebih kuat karena adanya pemasangan *chassis* tambahan. Dari kedua simulasi di atas dapat dilihat bahwa *go-kart* cenderung lebih kuat saat berbelok kearah kiri daripada saat berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 58 Hasil Simulasi Besar *Jacking*



Gambar 4. 59 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kiri pada 45 km/h

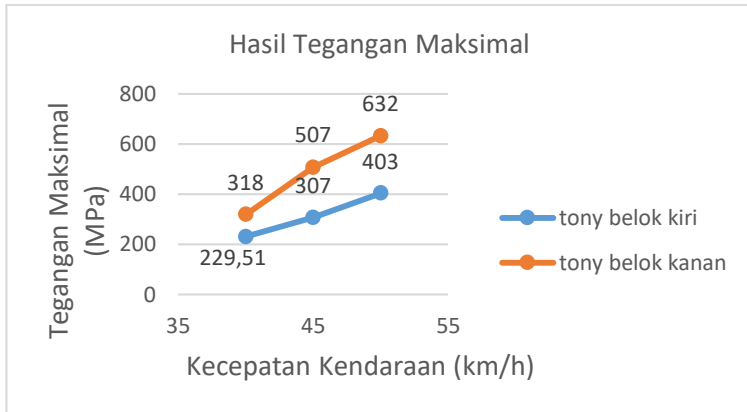


Gambar 4. 60 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kanan pada 45 km/h

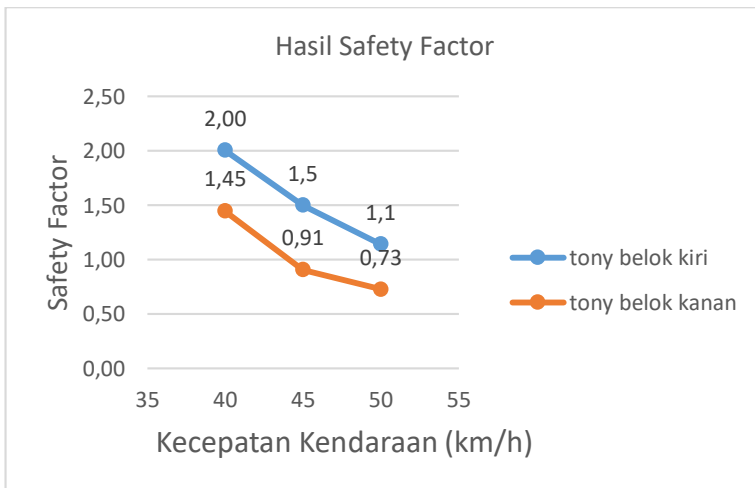
Hasil simulasi *chassis tony kart* pembebanan belok tanpa pengereman menghasilkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Grafik belok ke kiri tersebut menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h, nilai *jacking* sebesar 2,79 mm. Kemudian saat *go-kart* semakin cepat maka besar *jacking* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h, nilai *jacking* menjadi 6,48 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* baru mengalami *jacking* pada kecepatan 45 km/h, pada besar *jacking* 1,12 mm. Kemudian pada kecepatan 50 km/h besar *jacking* menjadi 5,7 mm.

Grafik di atas juga menunjukkan bahwa *go-kart* dengan *chassis tony kart* membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* saat berbelok ke kiri dari pada saat berbelok ke kanan. Hal ini dikarenakan letak titik berat pada *go-kart* yang tidak berada ditengah. Sehingga gokart dengan *chassis tony kart* ini lebih baik jika digunakan pada lintasan yang memiliki banyak belokan ke kiri.

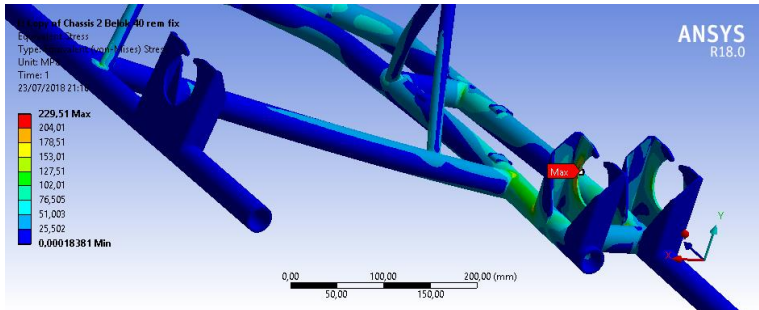
IV.4.5 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Belok dengan Pengereman



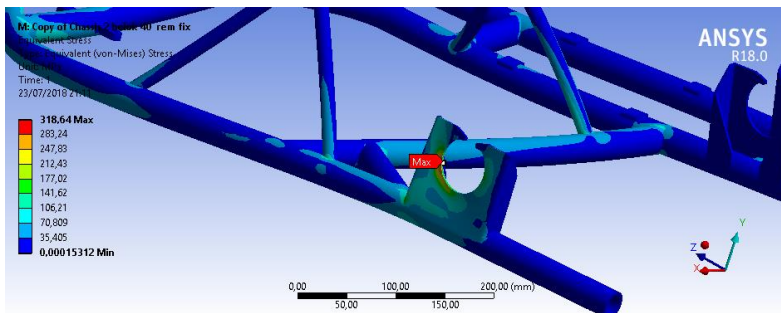
Gambar 4. 61 Hasil Simulasi Tegangan Von Mises



Gambar 4. 62 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 63 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Tony Kart* Belok ke Kiri pada 40 km/h



Gambar 4. 64 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis *Tony Kart* Belok ke Kanan pada 40 km/h

Hasil simulasi *chassis tony kart* pembebanan belok dengan pengereman menghasilkan grafik tegangan *von misses* di atas. Simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa saat *go-kart* berkecepatan 40 km/h tegangan bernilai 229,5 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan akan ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 403 MPa. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 318 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan *von misses* juga

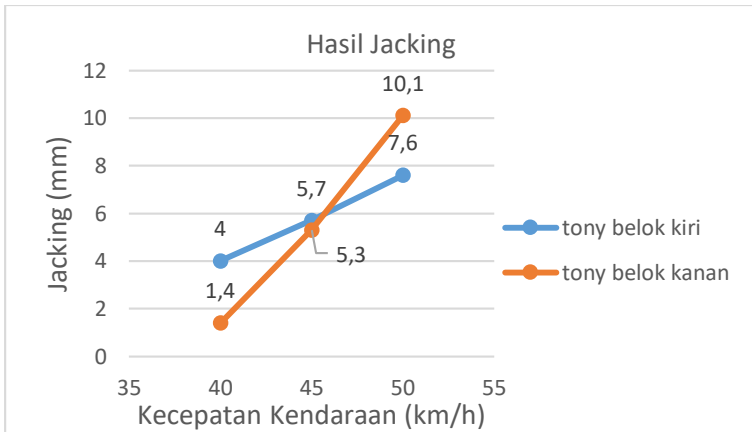
ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan menjadi 632 MPa.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan besar tegangan *von misses*. Gambar *chassis* menunjukkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada daerah tumpuan roda belakang. Daerah tersebut berketebalan cukup tipis sehingga memungkinkan terjadinya konsentrasi tegangan. Selain itu letak tegangan maksimal saat berbelok ke kanan berada di bagian sambungan *chassis* karena bentuknya yang bersudut tajam.

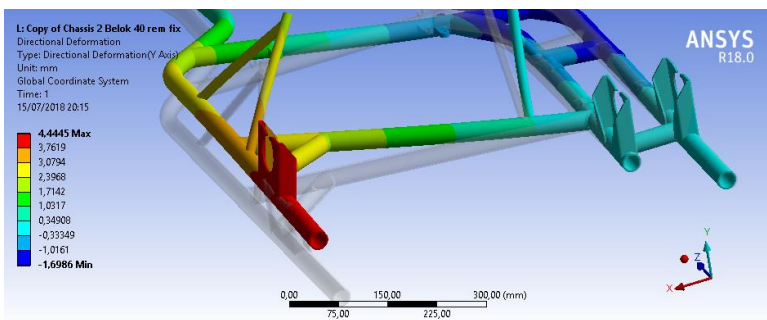
Simulasi belok ke kiri mendapati besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,5 saat kecepatan 45km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 1,12 saat kecepatan 50 km/h. Sementara simulasi belok ke kanan mendapatkan pula besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 1,45 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 0,91 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 0,73 saat kecepatan 50 km/h.

Hasil *safety factor* ini menunjukkan bahwa *chassis go-kart* akan mengalami kegagalan ketika *go-kart* berbelok ke kanan pada kecepatan 45 km/h dan 50 km/h. Hal ini dikarenakan adanya penambahan gaya inersia pada *chassis* yang disebabkan pengereman. Namun *chassis* pada penelitian kali ini belum tentu gagal di pengujian lapangan. Hal ini dikarenakan biasanya *chassis go-kart* di lapangan akan dipasang beberapa *chassis* tambahan yang dapat menambah kekuatan dari *chassis* utama. Selain itu, simulasi belok dengan beban pengereman mengasumsikan besar beban yang sama dengan saat *go-kart* mengerem untuk berhenti. Hal ini membuat adanya kemungkinan beban aktual pengereman yang terjadi saat berbelok lebih kecil daripada beban yang digunakan pada asumsi simulasi kali ini.

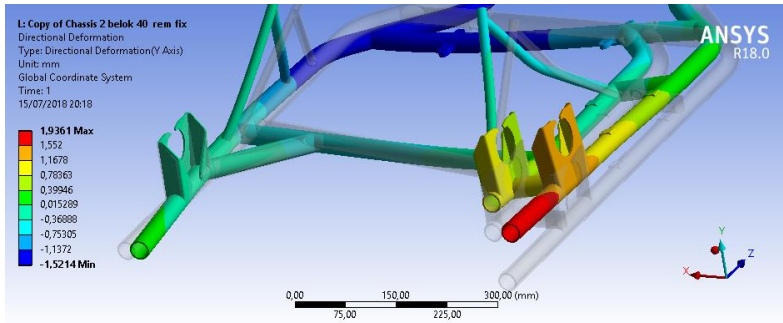
Dari kedua simulasi di atas dapat dilihat bahwa *go-kart* cenderung lebih kuat saat berbelok kearah kiri daripada saat berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 65 Hasil Simulasi Besar *Jacking* Vs Torsi



Gambar 4. 66 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kiri pada 40 km/h

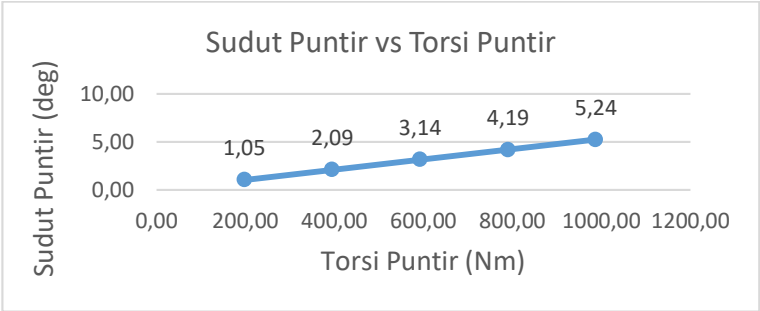


Gambar 4. 67 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok ke Kanan pada 40 km/h

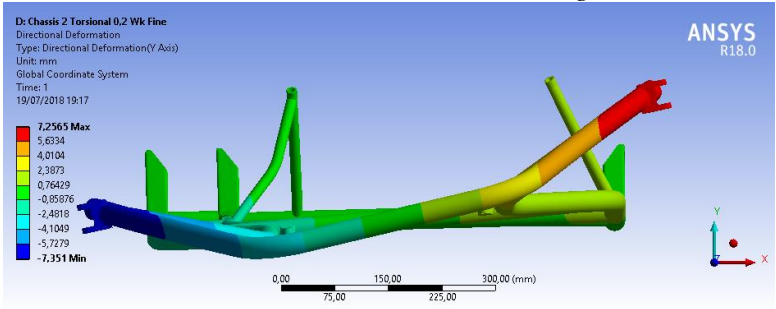
Hasil simulasi *chassis tony kart* pembebanan belok dengan pengereman menghasilkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Grafik belok ke kiri menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h, nilai *jacking* sebesar 4 mm. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar *jacking* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h, nilai *jacking* menjadi 7,6 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* sudah mengalami *jacking* pada kecepatan 40 km/h, pada besar *jacking* 1,4 mm. Dan *go-kart* pada kecepatan 50 km/h akan mengalami besar *jacking* sebesar 11,5 mm.

Grafik di atas juga menunjukkan bahwa *go-kart* dengan *chassis tony kart* membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* saat berbelok ke kiri dari pada saat berbelok ke kanan. Hal ini dikarenakan letak titik berat *go-kart* yang tidak berada ditengah melainkan condong ke sebelah kanan. Sehingga gokart dengan chassis birell ini lebih baik untuk digunakan dalam lintasan yang memiliki banyak belokan ke arah kiri di dalamnya.

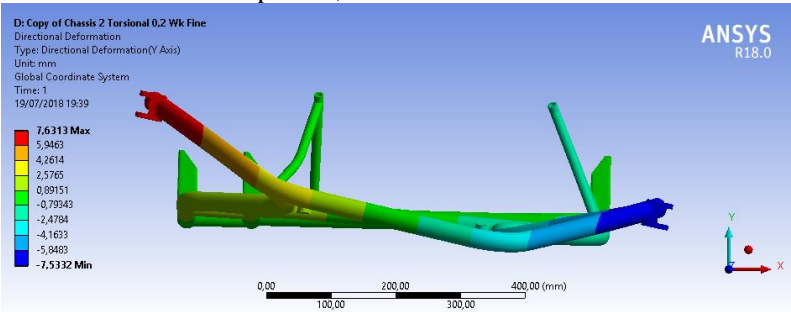
IV.4.6 Chassis *Tony Kart* Pembebanan Torsional



Gambar 4. 68 Hasil Simulasi Besar *Jacking* Vs Torsi



Gambar 4. 69 Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis *Tony Kart* pada 0,2 Wk ke Kanan



Gambar 4. 70 Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis *Tony Kart* pada 0,2 Wk ke Kiri

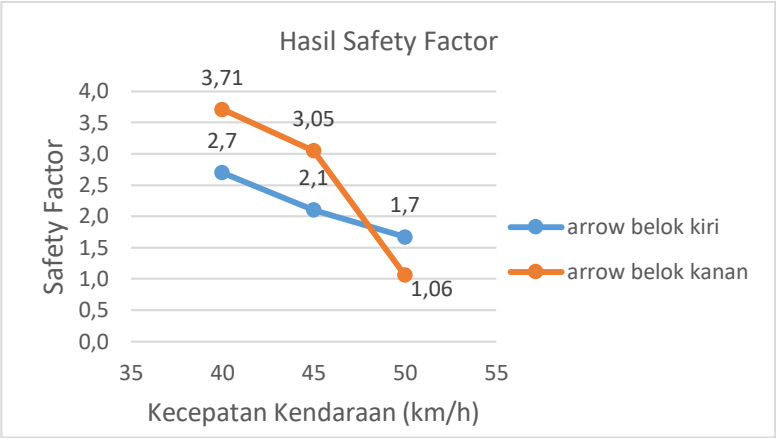
Hasil simulasi *chassis tony kart* pembebanan torsional mendapatkan grafik sudut puntir vs torsi puntir di atas. Grafik tersebut menjelaskan bahwa *chassis* pada torsi puntir 197,4 Nm menghasilkan sudut puntir sebesar 1,05 deg. Kemudian saat torsi puntir naik maka besar sudut puntir juga ikut naik sampai pada torsi puntir 987,21 Nm sudut puntir menjadi 5,24 deg.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan besar torsi puntir akan berbanding lurus dengan besar sudut puntir. Di mana hasil perhitungan mendapatkan rata-rata kekakuan *chassis birell* sebesar 188,6 Nm/deg. Pada gambar *chassis* terlihat bahwa letak deformasi Y maksimum dan minimum terjadi pada tumpuan roda depan kanan dan kiri. Di mana setelah disimulasikan saat *chassis* dipuntir ke kanan maupun ke kiri ternyata menghasilkan hasil kekakuan keseluruhan yang sama besar.

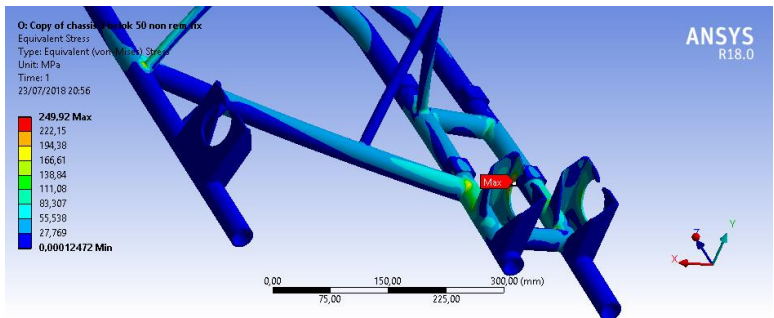
IV.4.7 Chassis Arrow Pembebanan Belok tanpa Pengereman



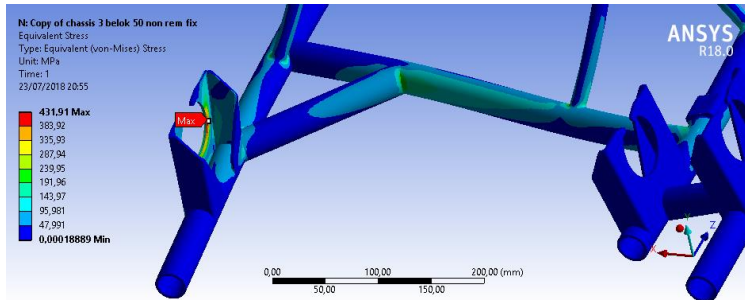
Gambar 4. 71 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses



Gambar 4. 72 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 73 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Belok Kiri pada 50 km/h



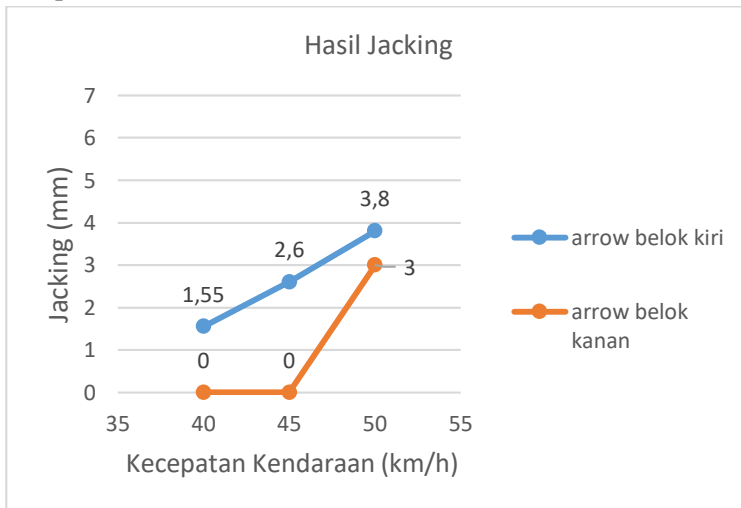
Gambar 4. 74 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Belok Kanan pada 50 km/h

Hasil simulasi *chassis arrow* pembebanan belok tanpa pengereman menghasilkan grafik tegangan *von misses* di atas. Simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa pada kecepatan 40 km/h tegangan pada *chassis* sebesar 157,7 MPa. Kemudian saat kecepatan naik maka besar tegangan juga ikut naik sampai *go-kart* berkecepatan 50 km/h tegangan pada *chassis* menjadi 249,92 MPa. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa *go-kart* pada kecepatan 40 km/h membuat *chassis* mendapatkan tegangan sebesar 150 MPa. Kemudian saat kecepatan *go-kart* naik maka besar tegangan maksimal ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan maksimal pada *chassis* menjadi 433 MPa.

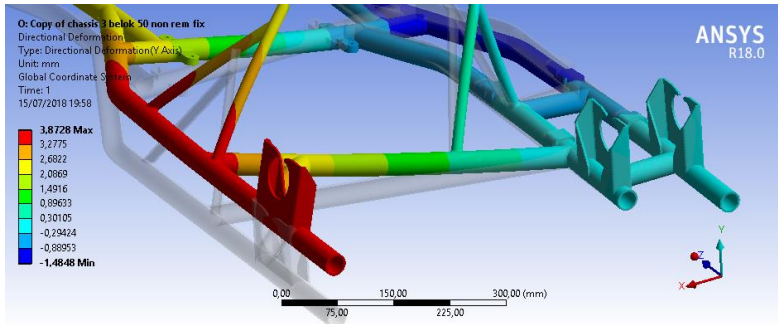
Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan besar tegangan *von misses*. Gambar hasil simulasi *chassis arrow* pada kecepatan 50 km/h ke kiri memperlihatkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada daerah tumpuan roda belakang. Daerah tersebut memiliki ketebalan yang cukup tipis sehingga memungkinkan terjadinya konsentrasi tegangan.

Simulasi belok ke kiri mendapatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,7 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor chassis* menjadi 2,1 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor chassis* menjadi 1,67 saat kecepatan 50 km/h. Sementara itu, simulasi belok ke kanan menunjukkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 3,71 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor chassis* menjadi 3,05 saat kecepatan kendaraan sebesar 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor chassis* menjadi 1,06 saat kecepatan kendaraan 50 km/h.

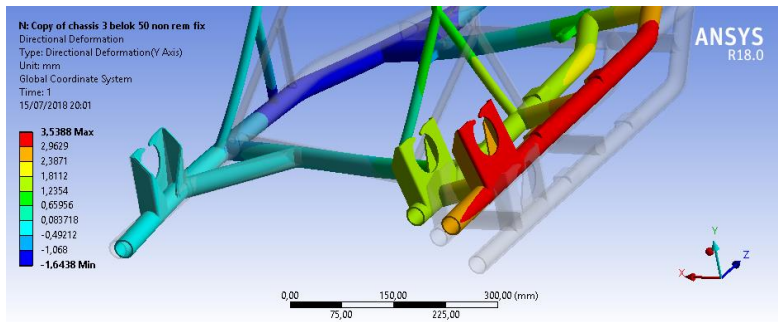
Hasil *safety factor* ini menunjukkan bahwa *chassis go-kart arrow* tidak mengalami kegagalan pada simulasi yang dilakukan. Dari kedua simulasi di atas pula dapat dilihat bahwa *chassis go-kart arrow* cenderung lebih kuat baik saat berbelok ke arah kiri daripada saat berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 75 Hasil Simulasi Besar *Jacking*



Gambar 4. 76 Lokasi Deformasi Y pada Area Roda Belakang Belok ke Kiri 50

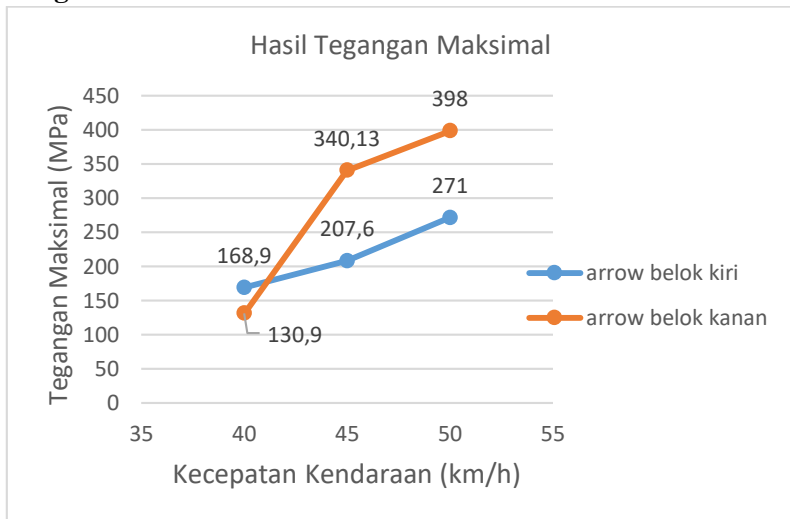


Gambar 4. 77 Lokasi Deformasi Y pada Area Roda Belakang Belok ke Kanan 50

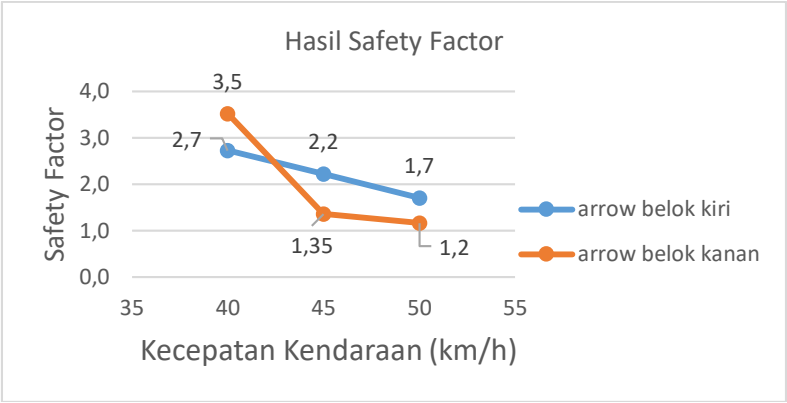
Hasil simulasi *chassis arrow* pembebanan belok tanpa pengereman mendapatkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Grafik belok ke kiri tersebut menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h, nilai *jacking chassis* sebesar 1,55 mm. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar *jacking* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h, nilai *jacking* menjadi 3,8 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* baru mengalami *jacking* pada kecepatan 50 km/h untuk besar *jacking* 3 mm.

Grafik di atas juga menunjukkan bahwa *go-kart* dengan *chassis arrow* dengan tanpa pengereman membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* saat berbelok ke kiri dari pada saat berbelok ke kanan. Hal ini dikarenakan letak titik berat pada *go-kart* yang tidak berada ditengah melainkan cenderung di sebelah kanan. Sehingga gokart dengan chassis arrow ini lebih baik jika digunakan pada lintasan yang memiliki belokan ke arah kiri.

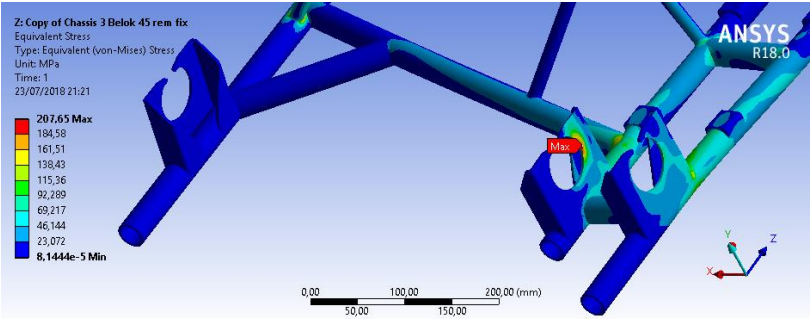
IV.4.8 Chassis Arrow Kart Pembebanan Belok dengan Pengereman



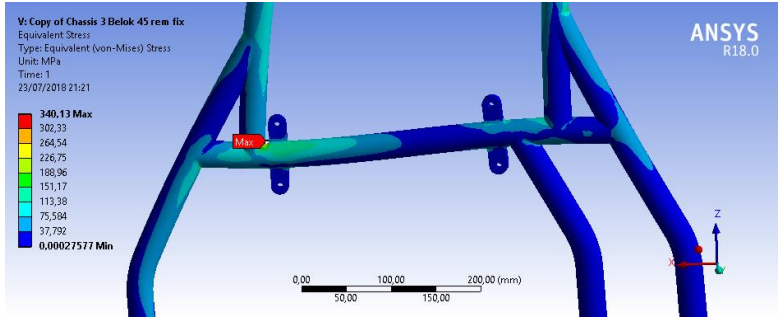
Gambar 4. 78 Hasil Simulasi Tegangan Von Misses



Gambar 4. 79 Hasil Simulasi Safety Factor



Gambar 4. 80 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Belok Kiri pada 45 km/h



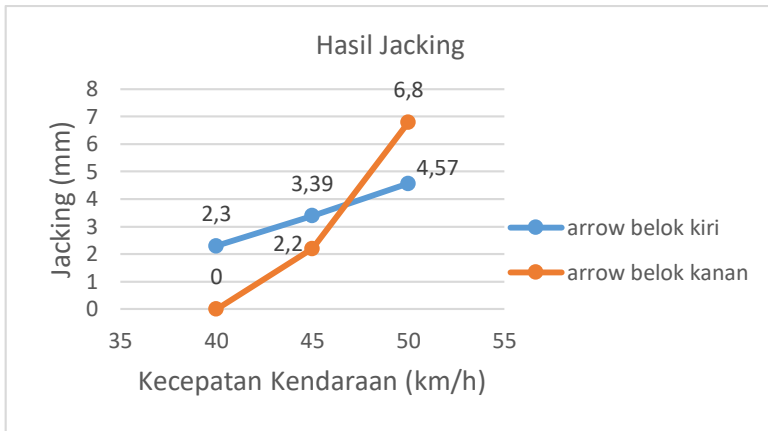
Gambar 4. 81 Lokasi Tegangan Maksimal pada Chassis Arrow Belok Kanan pada 45 km/h

Hasil simulasi *chassis arrow* pembebanan belok tanpa pengereman menghasilkan grafik tegangan *von misses* di atas. Simulasi belok ke kiri memperlihatkan bahwa *go-kart* pada kecepatan 40 km/h tegangan sebesar 168,9 MPa. Kemudian saat *go-kart* semakin cepat maka besar tegangan *von misses* ikut naik sampai pada kecepatan kendaraan 50 km/h tegangan maksimal menjadi 271 MPa. Sementara simulasi belok ke kanan memperlihatkan bahwa pada kecepatan kendaraan 40 km/h tegangan chassis sebesar 130,9 MPa. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar tegangan *von misses* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h tegangan pada *chassis* menjadi 398 MPa.

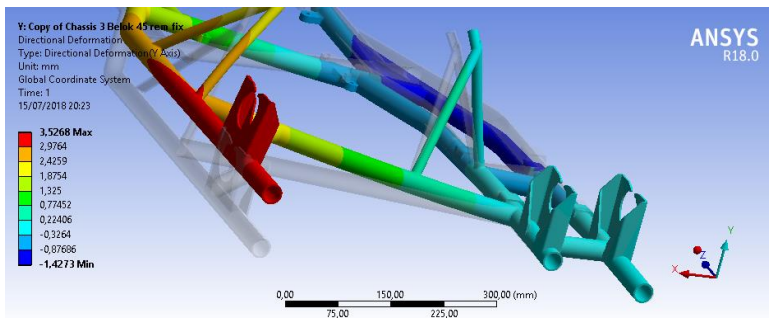
Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan *go-kart* akan berbanding lurus dengan kenaikan besar tegangan *von misses*. Pada gambar hasil simulasi *chassis arrow* pada kecepatan 45 km/h menunjukkan bahwa letak tegangan maksimal terjadi pada daerah tumpuan roda belakang dan sambungan. Daerah tersebut memiliki bentuk yang menyudut dan berketebalan tipis sehingga memungkinkan terjadinya konsentrasi tegangan.

Simulasi belok ke kiri mendapatkan besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 2,7 saat kecepatan 40 km/h. Kemudian *safety factor chassis* menjadi 2,2 saat kecepatan kendaraan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor* menjadi 1,7 saat kecepatan kendaraan 50 km/h. Sementara simulasi belok ke kanan menunjukkan pula besar *safety factor* dari *chassis* sebesar 3,5 saat kecepatan kendaraan 40 km/h. Kemudian *safety factor* menjadi 1,35 saat kecepatan 45 km/h. Dan akhirnya *safety factor chassis* menjadi 1,2 saat kecepatan kendaraan 50 km/h.

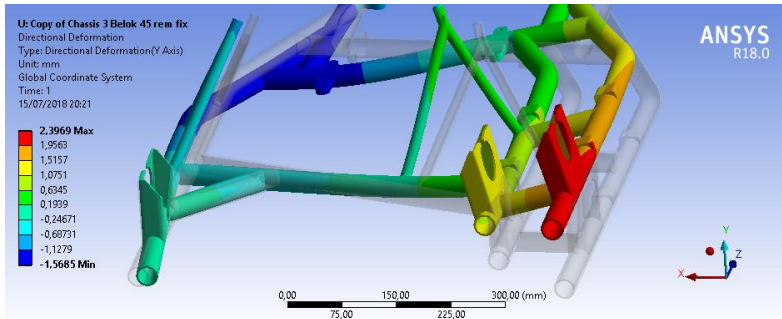
Hasil *safety factor* ini menunjukkan bahwa *chassis go-kart arrow* tidak mengalami kegagalan pada simulasi yang dilakukan. Dari kedua simulasi di atas pula dapat dilihat bahwa *chassis go-kart* cenderung lebih kuat saat berbelok ke arah kiri daripada saat berbelok ke arah kanan.



Gambar 4. 82 Hasil Simulasi Besar *Jacking*



Gambar 4. 83 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok Kiri pada 45 km/h

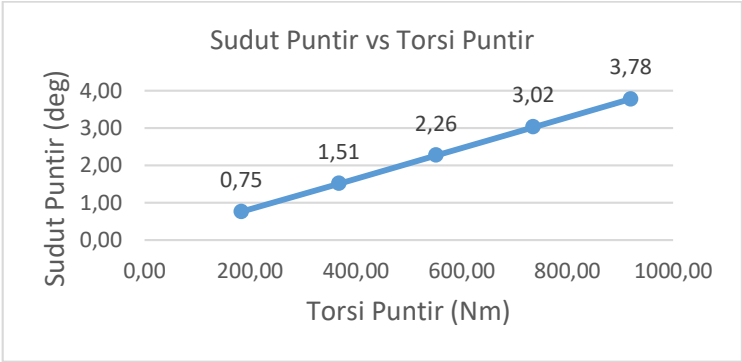


Gambar 4. 84 Lokasi Efek *Jacking* Simulasi Belok Kanan pada 45 km/h

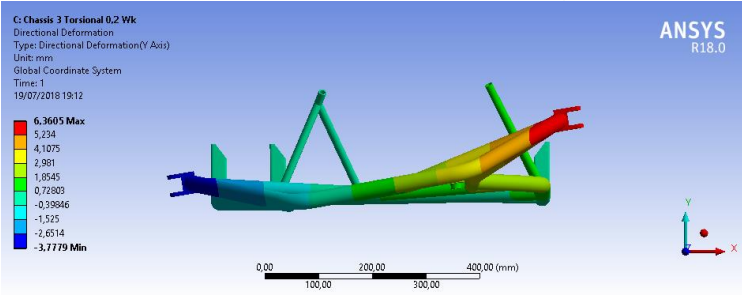
Hasil simulasi *chassis arrow* pembebanan belok dengan pengereman menghasilkan grafik besar *jacking* seperti di atas. Dari grafik belok ke kiri menjelaskan bahwa pada kecepatan 40 km/h, nilai *jacking* sebesar 2,7 mm. Kemudian saat kendaraan semakin cepat maka besar *jacking* juga ikut naik sampai pada kecepatan 50 km/h, nilai *jacking* menjadi 4,57 mm. Sementara grafik belok ke kanan menjelaskan bahwa *go-kart* baru mengalami *jacking* pada kecepatan 45 km/h untuk besar *jacking* 2,2 mm. Dan kemudian *go-kart* pada kecepatan 50 km/h besar *jacking* menjadi 6,8.

Grafik di atas juga menunjukkan bahwa *go-kart chassis arrow* dengan pengereman membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* saat berbelok ke kiri dari pada saat berbelok ke kanan. Hal ini dikarenakan bentuk *chassis* letak titik berat *go-kart* yang tidak berada ditengah. Sehingga gokart dengan chassis arrow ini lebih baik jika digunakan untuk lintasan dengan banyak belokan ke kiri.

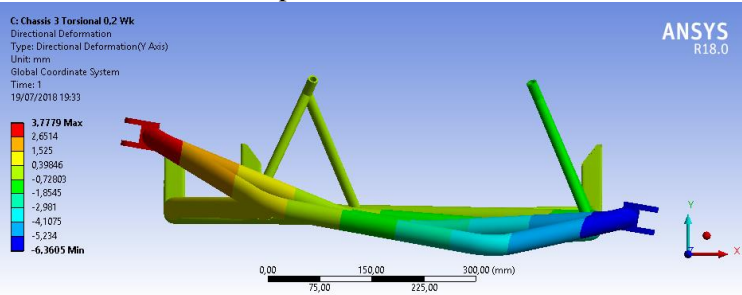
IV.4.9 Chassis Arrow Kart Pembebanan Torsional



Gambar 4. 85 Hasil Simulasi Besar *Jacking* Vs Torsi



Gambar 4. 86 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis Arrow pada 0,2 Wk ke Kanan

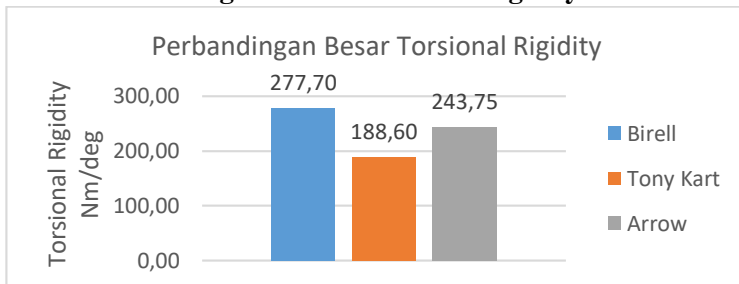


Gambar 4. 87 Hasil Deformasi Y Simulasi Torsional Chassis Arrow pada 0,2 Wk ke Kiri

Hasil simulasi *chassis arrow* pada pembebanan torsional menghasilkan grafik sudut puntir vs torsi puntir di atas. Dari grafik tersebut menjelaskan bahwa pada torsi puntir 190,9 Nm menghasilkan sudut puntir sebesar 0,78 deg. Kemudian saat torsi puntir pada *chassis* naik maka besar sudut puntir juga ikut naik sampai pada torsi puntir 954,9 Nm sudut puntir menjadi 3,9 deg.

Grafik di atas menunjukkan bahwa kenaikan besar torsi puntir akan berbanding lurus dengan besar sudut puntir. Di mana dari hasil perhitungan didapat rata-rata kekakuan *chassis birell* sebesar 243,75 Nm/deg. Pada gambar *chassis* terlihat bahwa letak deformasi Y maksimum dan minimum terjadi pada tumpuan roda depan kanan dan kiri. Di mana setelah *chassis* disimulasikan puntir ke kanan maupun ke kiri diketahui bahwa hasil kekakuan keseluruhan yang didapat sama besar.

IV.4.10 Perbandingan Besar Torsional Rigidity



Gambar 4. 88 Perbandingan Besar Torsional Rigidity

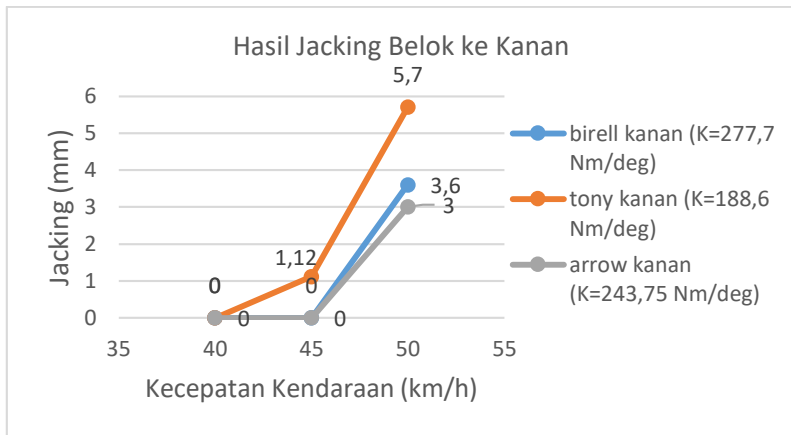
Grafik di atas dapat menunjukkan perbandingan nilai *torsional rigidity* dari tiga *chassis* yang diteliti. Dapat dilihat bahwa *chassis* tipe *birell* memiliki nilai kekakuan sebesar 277,7 Nm/deg. Kemudian *chassis* tipe *tony kart* memiliki nilai kekakuan sebesar 188,6 Nm/deg. Dan *chassis* tipe *arrow* memiliki nilai kekakuan sebesar 243,75 Nm/deg. Dari nilai tersebut dapat dilihat bahwa *chassis birell* lebih kaku dari *chassis arrow*. Dan *chassis arrow* lebih kaku dari *chassis tony kart*.

Hal ini membuat *chassis birell* merupakan *chassis* yang paling kaku sedangkan *chassis tony kart* merupakan *chassis* yang paling fleksibel. Hal ini cukup berbeda dengan hipotesa awal yang mengatakan *chassis* tipe *birell* akan lebih fleksibel daripada *chassis* tipe *arrow*. Namun, hal ini dikarenakan *chassis birell* pada penelitian kali ini memiliki bentuk penampang oval. Bentuk penampang ini berbeda dengan *chassis* lain yang bernampang lingkaran. Bentuk oval lebih dapat ini dapat menahan defleksi ke arah vertikal sehingga bentuk ini dapat menambah kekakuan *chassis*. Sehingga selain konfigurasi bentuk *chassis* secara keseluruhan, bentuk dan ukuran penampang *chassis* juga memiliki pengaruh yang cukup signifikan pada kekakuan *chassis*. Besar nilai kekakuan ketiga *chassis* yang diteliti juga masih di atas nilai kekakuan minimal sebesar 169 Nm/deg yang direkomendasikan oleh Biancolini.

IV.4.11 Perbandingan Besar *Jacking* tanpa pengereman



Gambar 4. 89 Perbandingan Hasil *Jacking* Belok Ke kiri tanpa Pengereman



Gambar 4. 90 Perbandingan Hasil *Jacking* Belok Ke kanan tanpa Pengereman

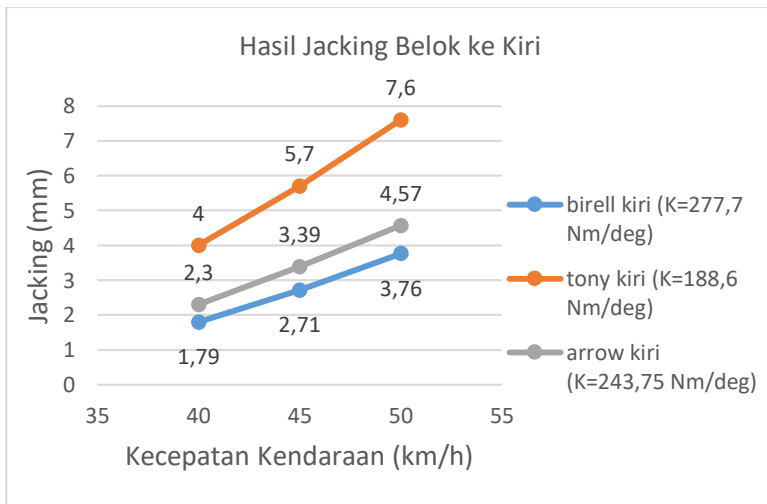
Grafik hasil perbandingan *jacking* ketika berbelok ke kiri dapat menunjukkan bahwa *chassis tony kart* membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* daripada *chassis arrow* dan *birell*. Kemudian *chassis arrow* juga lebih mudah untuk mengalami *jacking* daripada *chassis birell*. Hal ini sesuai dengan hipotesa awal bahwa semakin fleksibel suatu *chassis* maka akan mempermudah terjadinya efek *jacking*. Karena dalam grafik tersebut dapat dilihat *chassis tony kart* adalah *chassis* yang paling fleksibel dan membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk dapat mengalami *jacking* daripada *chassis* lainnya.

Kemudian grafik hasil perbandingan *jacking* ketika berbelok ke kanan dapat memperlihatkan bahwa *chassis tony kart* membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* daripada *chassis arrow* dan *birell*. Kemudian *chassis arrow* cenderung memiliki hasil yang sama dalam mengalami *jacking* dengan *chassis birell*. Di mana kedua *chassis* tersebut

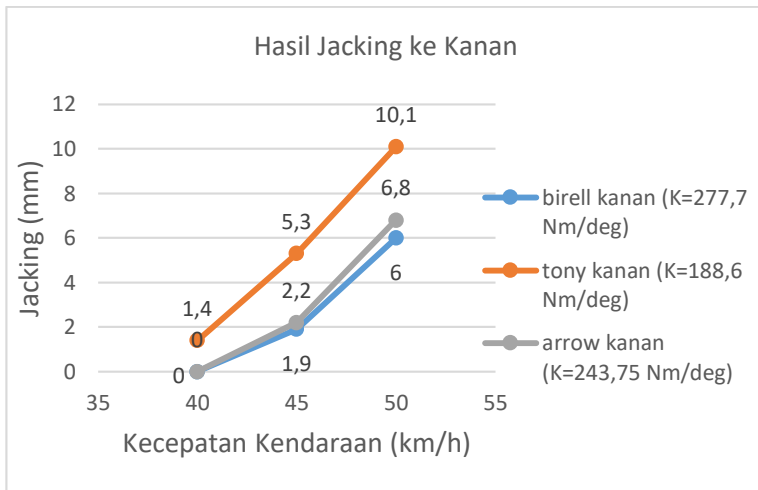
baru mengalami *jacking* pada saat kecepatan kendaraan sebesar 50 km/h. Hal ini juga masih sesuai dengan hipotesa bahwa semakin fleksibel suatu *chassis* maka akan mempermudah terjadinya efek *jacking*. Karena *chassis tony kart* adalah *chassis* yang paling fleksibel dan membutuhkan kecepatan yang paling rendah untuk mengalami *jacking*.

Sehingga dapat diambil kesimpulan bahwa *chassis tony kart* merupakan chassis yang paling baik daripada chassis lainnya jika digunakan di lintasan yang memiliki banyak belokan didalamnya. Kemudian *chassis arrow* juga akan lebih baik jika melintasi lintasan yang memiliki banyak belokan daripada *chassis birell*.

IV.4.12 Perbandingan Besar *Jacking* dengan pengereman



Gambar 4. 91 Perbandingan Hasil *Jacking* Belok Ke kiri

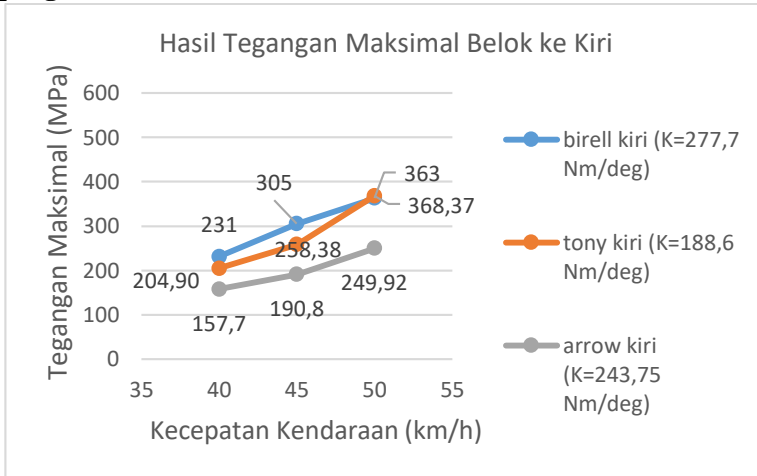


Gambar 4. 92 Perbandingan Hasil *Jacking* Belok Ke kanan

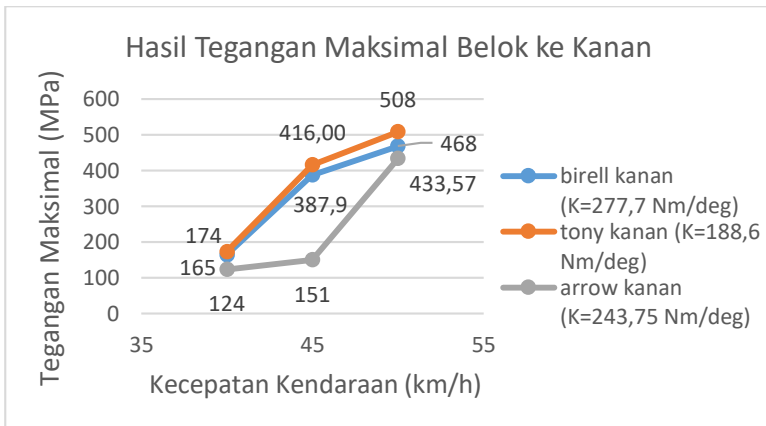
Kedua grafik di atas memperlihatkan bahwa *chassis tony kart* membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* daripada *chassis arrow* dan *birell*. Kemudian *chassis arrow* sendiri membutuhkan kecepatan yang lebih rendah untuk mengalami *jacking* daripada *chassis birell*. Hal ini sesuai dengan hipotesa awal yang menyatakan bahwa semakin fleksibel suatu *chassis* maka akan mempermudah terjadinya efek *jacking*.

Karena *chassis tony kart* adalah *chassis* yang paling fleksibel dan membutuhkan kecepatan yang paling rendah untuk mengalami *jacking*. Hal ini membuat *chassis tony kart* merupakan *chassis* yang baik untuk digunakan dalam lintasan yang memiliki banyak belokan. Kemudian *chassis arrow* juga lebih baik untuk digunakan dalam lintasan yang memiliki banyak belokan daripada *chassis birell*.

IV.4.13 Perbandingan Besar Tegangan Maksimal tanpa pengereman



Gambar 4. 93 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kiri

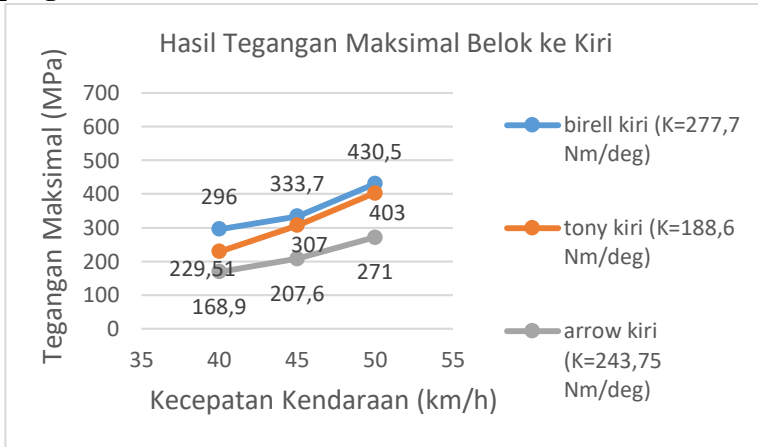


Gambar 4. 94 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kanan

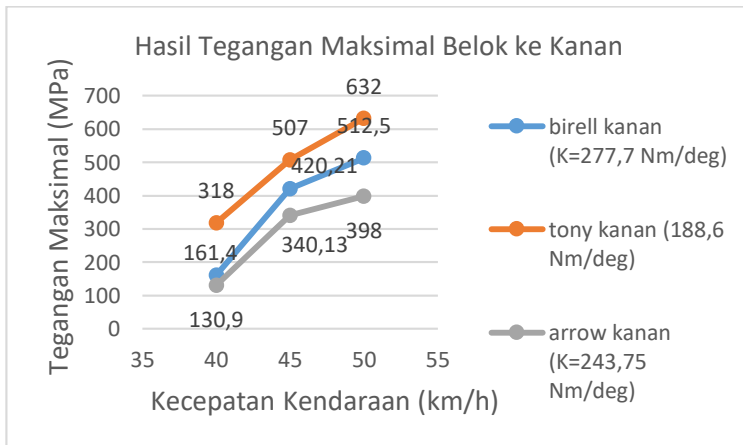
Grafik pembebanan belok ke kiri di atas dapat menunjukkan bahwa *chassis arrow* memiliki kekuatan yang lebih baik daripada *chassis* lainnya. Sementara itu, *chassis* yang paling lemah saat belok ke kiri adalah *chassis birell*. Kemudian pada pembebanan belok ke kanan, *chassis arrow* tetaplah *chassis* yang paling kuat daripada *chassis* lainnya. Sementara *chassis birell* pada saat belok ke kanan kali ini cenderung lebih kuat daripada *chassis tony kart*.

Sehingga dapat dilihat bahwa *chassis arrow* merupakan chasis yang cocok untuk digunakan untuk menopang beban yang lebih berat karena memiliki kekuatan yang paling baik. Beban yang lebih berat ini dapat berupa beban pengendara yang lebih berat daripada *chassis* lain. Sementara *chassis tony kart* yang memiliki kekuatan yang lebih lemah dianjurkan untuk digunakan oleh pengendara yang memiliki beban ringan. Selain itu, pada dua grafik tersebut dapat dilihat bahwa *chassis birell* dan *chassis arrow* yang lebih kaku daripada *chassis tony kart* dalam hal ini juga memiliki kekuatan yang lebih baik.

IV.4.14 Perbandingan Besar Tegangan Maksimal dengan pengereman



Gambar 4. 95 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kiri



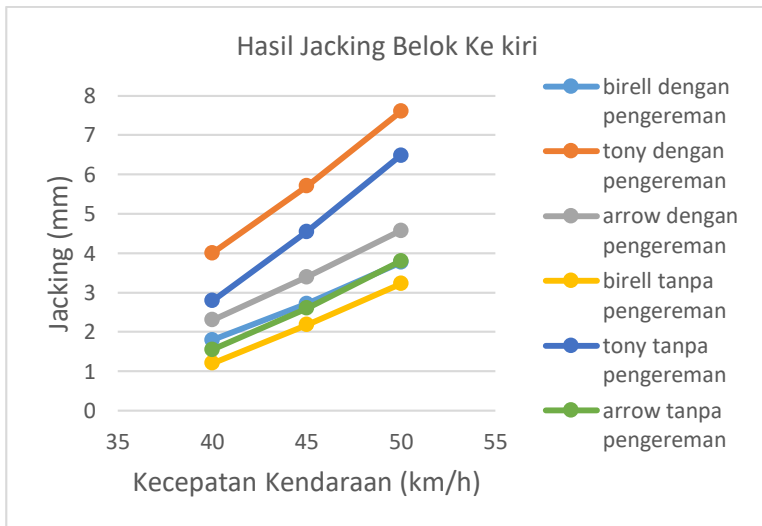
Gambar 4. 96 Perbandingan Hasil Tegangan Maksimal Belok Ke kanan

Grafik pembebanan belok ke kiri di atas dapat menunjukkan bahwa *chassis arrow* memiliki kekuatan yang

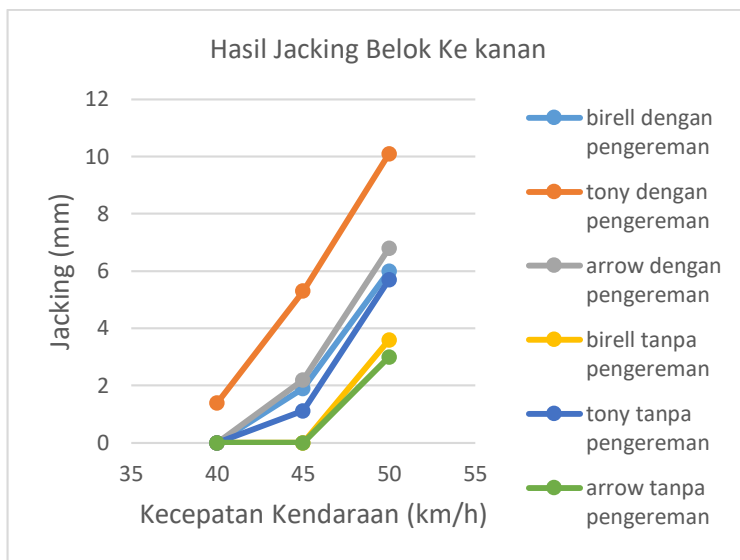
paling kuat daripada *chassis* lainnya. Sementara itu, *chassis birell* adalah *chassis* cenderung yang paling lemah untuk pembebanan belok ke kiri. Kemudian pada grafik pembebanan belok ke kanan, *chassis arrow* tetaplah menjadi *chassis* yang paling kuat daripada *chassis* lainnya. Sementara *chassis birell* pada saat berbelok ke kanan lebih kuat daripada *chassis tony kart*.

Sehingga bisa dilihat bahwa *chassis arrow* cocok untuk keadaan beban yang berat karena memiliki struktur yang lebih kuat. Beban ini dapat berupa beban pengendalian yang lebih berat. Selain itu, dua grafik tersebut juga memperlihatkan bahwa *chassis birell* dan *chassis arrow* yang lebih kaku daripada *chassis tony kart* dalam hal ini juga memiliki kekuatan yang lebih baik.

IV.4.15 Perbandingan Efek Pengereman pada Besar *Jacking* Chassis



Gambar 4. 97 Perbandingan Efek Pengereman pada *Jacking* Belok Ke kiri



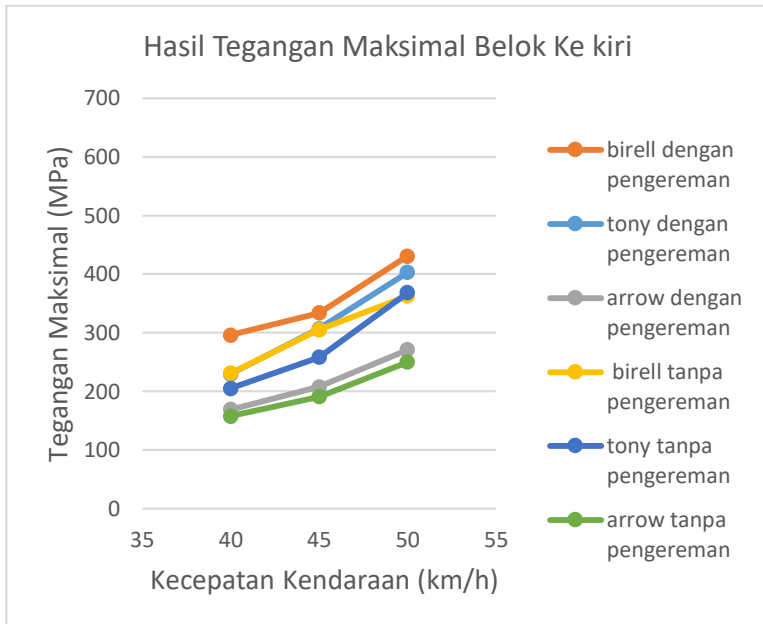
Gambar 4. 98 Perbandingan Efek Pengereman pada *Jacking* Belok Ke kanan

Grafik diatas dapat menunjukkan bahwa *go-kart* yang mengalami beban akibat pengereman akan lebih mudah untuk mengalami *jacking* daripada *go-kart* yang tidak melakukan pengereman. Hal ini terlihat dari nilai kecepatan yang dibutuhkan untuk mengalami *jacking* oleh *chassis* dengan beban pengereman lebih kecil daripada yang tidak menerima beban tersebut. Contohnya, *go-kart* dengan *chassis* birell dan arrow dapat dilihat baru mengalami *jacking* pada kecepatan 50 km/h saat berbelok ke kanan. Kemudian sesudah menggunakan strategi pengereman, *go-kart* sudah dapat mengalami *jacking* pada kecepatan 45 km/h.

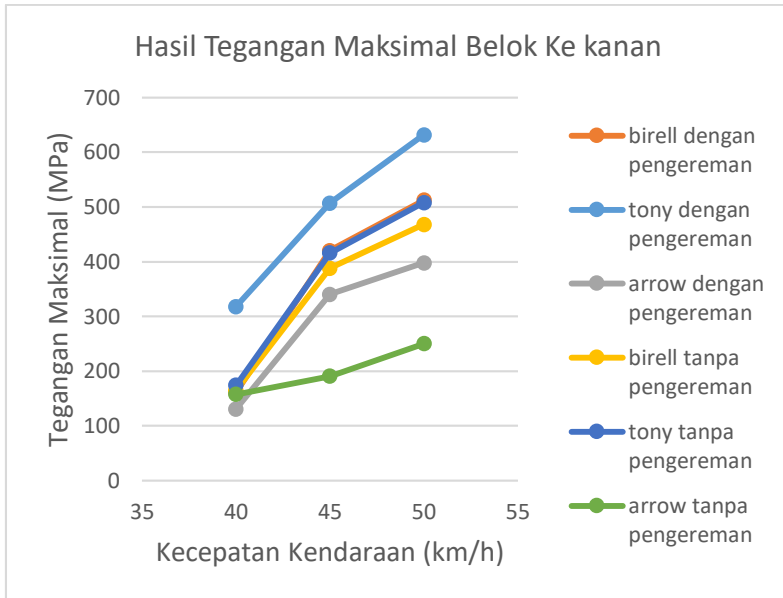
Persentase kenaikan efek *jacking* dari tiap-tiap *chassis* pun beragam. Besar *Jacking* *chassis* birell mengalami rata-rata kenaikan sebesar 38,9 %. Kemudian *chassis* tony kart mengalami rata-rata kenaikan sebesar 106%. Sedangkan *chassis* arrow

mengalami rata-rata kenaikan sebesar 39,8 %. Sehingga rata-rata kenaikan besar *jacking* secara keseluruhan menjadi sebesar 67 %.

IV.4.16 Perbandingan Efek Pengereman pada Tegangan Maksimal Chassis



Gambar 4. 99 Perbandingan Efek Pengereman pada Tegangan Maksimal Belok ke Kiri



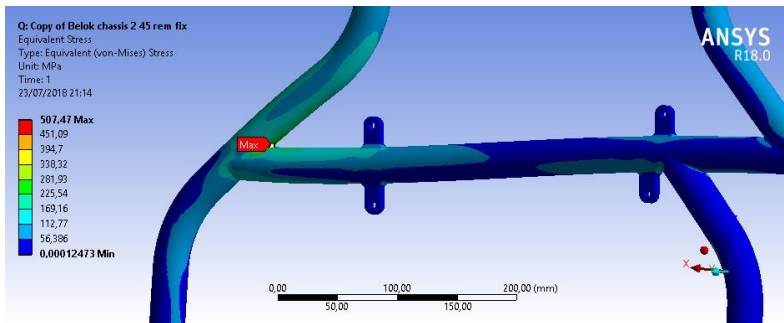
Gambar 4. 100 Perbandingan Efek Pengereman pada Tegangan Maksimal Belok ke Kanan

Dua grafik tersebut menunjukkan bahwa tiap *chassis* yang mengalami beban akibat pengereman akan mengalami penambahan tegangan sehingga menurunkan kekuatan *chassis* tersebut. Persentase kenaikan tegangan maksimal dari tiap-tiap *chassis* pun beragam. Besar tegangan maksimal *chassis birell* mengalami rata-rata kenaikan sebesar 12 %. Kemudian *chassis tony kart* mengalami rata-rata kenaikan sebesar 28,2 %. Sedangkan *chassis arrow* mengalami rata-rata kenaikan sebesar 31 %. Sehingga rata-rata kenaikan besar jacking secara keseluruhan menjadi sebesar 21 %.

Beban pengereman ini dikenakan kepada semua *chassis* dengan besar jarak pengereman 3 meter dan besar perlambatan $20,8 \text{ m/s}^2$. Tegangan maksimal yang semakin besar ini terutama terjadi pada saat *go-kart* berbelok ke kanan. Penambahan tegangan ini disebabkan adanya penambahan beban inersia pada

chassis saat mengalami perlambatan ketika berbelok. Hal ini tentunya akan berbahaya apalagi untuk *chassis* yang memiliki kekuatan struktur yang lemah.

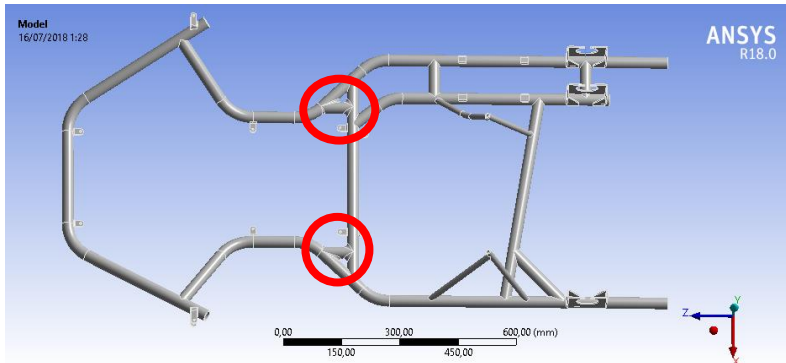
IV.4.17 Analisis Modifikasi Chassis Tony Kart Pembebanan Belok dengan Pengereman



Gambar 4. 101 Letak Tegangan Maksimum pada Chassis Tony Kart

Hasil simulasi yang telah dilakukan pada model *chassis tony kart* dengan pengereman menunjukkan bahwa *chassis* sudah mengalami kegagalan ketika berbelok ke kanan pada kecepatan 45 km/h. Hasil ini masihlah di bawah standar regulasi yang menetapkan kecepatan aman maksimal *go-kart* sebesar 45 km/h saat melewati radius 4,6 m. *Go-kart* menerima tegangan sebesar 507 MPa dengan besar *safety factor* 0,91 dalam kondisi ini.

Chassis ini mengalami kegagalan yang terjadi pada daerah sambungan dibagian tengah. Gambar di atas memperlihatkan bahwa bentuk *chassis* pada bagian sambungan yang bersudut tajam memungkinkan adanya konsentrasi tegangan. Oleh karena itu, modifikasi *chassis* dibuat untuk menambah kekuatan *chassis* dengan memberikan elemen tambahan sepanjang 8 cm pada daerah sambungan tersebut. Di mana model hasil modifikasi ini dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4. 102 Elemen Tambahan pada *Chassis Tony Kart*

Tabel 4. 36 Perbandingan Hasil Modifikasi Chassis Tony Kart pada Kecepatan 45 km/h

	Tegangan Maksimal (MPa)	Safety Factor	Jackin g (mm)	Torsional Rigidity (Nm/deg)
Model Awal	507	0,91	5,3	188,6
Model Modifikasi	411,95	1,12	5,147	199

Setelah itu, model juga disimulasikan dengan pembebanan belok pengereman pada kecepatan 45 km/h. Di mana hasil menunjukkan perbedaan nilai kekuatan, kekakuan, dan *jacking* antara model awal dengan model yang sudah dimodifikasi. Tabel di atas memperlihatkan bahwa terjadi peningkatan kekuatan dari model *chassis* awal dengan *safety factor* sebesar 0,91 ke model modifikasi dengan *safety factor* sebesar 1,12. Kemudian perbedaan nilai kekakuan relatif tidak berbeda jauh terhadap model awal dengan kenaikan sebesar 5 %. Sehingga *chassis tony kart* modifikasi dapat tetap menjadi *chassis* yang fleksibel namun *chassis* ini lebih kuat daripada sebelumnya.

BAB V

KESIMPULAN

V.I Kesimpulan

Dari analisis hasil simulasi pada tiga jenis *chassis go-kart* yang telah diteliti pada penelitian kali ini, didapatkan kesimpulan sebagai berikut ini :

1. *Chassis* tipe *birell* berpenampang oval merupakan *chassis* paling kaku dengan nilai torsional rigidity 277,7 Nm/deg. Disusul *chassis* tipe *arrow* berpenampang lingkaran yang memiliki nilai torsional rigidity sebesar 243,75 Nm/deg. Lalu, *chassis* tipe *tony kart* berpenampang lingkaran menjadi *chassis* terfleksibel dengan nilai *torsional rigidity* sebesar 188,6 Nm/deg. Hal ini menunjukkan bahwa bentuk dan ukuran penampang *chassis* juga memiliki pengaruh pada besar kekakuan *chassis*.
2. *Chassis* tipe *arrow* menjadi *chassis* yang paling kuat dengan angka keamanan yang paling tinggi. Kemudian dibawahnya, *chassis* tipe *tony kart* lebih kuat daripada tipe *birell* saat *go-kart* berbelok ke arah kiri. Sementara ketika *go-kart* berbelok ke arah kanan, *chassis* tipe *birell* memiliki kekuatan yang lebih baik daripada *chassis* tipe *tony kart*.
3. Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa semakin fleksibel *chassis* maka semakin mudah *chassis* tersebut untuk mengalami efek *jacking*. Di mana *chassis* tipe *tony kart* merupakan *chassis* yang paling mudah untuk mengalami *jacking*. Sedangkan *chassis* tipe *birell* berpenampang oval adalah *chassis* yang paling sulit untuk mengalami *jacking*. Selain itu, *go-kart* cenderung lebih mudah mengalami *jacking* pada saat berbelok ke kiri dibandingkan ke kanan.

4. Beban pengereman pada jarak pengereman 3 meter dan besar perlambatan $20,8 \text{ m/s}^2$ dapat membuat *go-kart* lebih mudah untuk mengalami *jacking* (rata-rata kenaikan besar *jacking* 67 %). Namun, beban ini juga dapat meningkatkan tegangan maksimal yang diterima oleh *chassis* (rata-rata kenaikan tegangan maksimal 21%).

V.II Saran

Setelah melakukan penelitian kali ini, terdapat beberapa saran yang diharapkan dapat bermanfaat sebagai pertimbangan untuk penelitian selanjutnya yaitu :

1. Sebaiknya model *chassis go-kart* dimodelkan lebih detail dengan menggunakan bantuan 3D *Scanner*. Sehingga model yang akan diteliti memiliki tingkat kesamaan yang tinggi dengan *chassis* yang sebenarnya.
2. Sebaiknya untuk penelitian pengereman saat berbelok perlu mengambil data lagi di lapangan untuk mengukur gaya pengereman aktual yang terjadi saat *go-kart* benar-benar berbelok dengan mengerem. Serta dibutuhkan penelitian lebih lanjut lagi tentang efek strategi pengereman terhadap performa belok *go-kart* yang bervariasi jarak pengereman, lama pengereman, dan besar pengereman.
3. *Chassis* yang diteliti kedepan sebaiknya juga memodelkan komponen *chassis* tambahan sebagai tambahan dari model *chassis* utama. Sehingga hasil penelitian kedepannya dapat lebih merepresentasikan keadaan yang sebenarnya
4. Diperlukan penelitian lebih lanjut tentang *torsional rigidity* yang meletakkan gaya di roda belakang serta menumpu bagian *kingpin* depan. Sehingga dapat diperoleh hasil *torsional rigidity* di bagian roda belakang yang lebih berkaitan dengan efek *jacking*.

DAFTAR PUSTAKA

- Adhim, M. F., 2014. *Analisis Struktural Performa Chassis Sapuangan Speed 2013*, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- AZoM, 2012. *AISI 4130 Alloy Steel*. [Online]
Available at: <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6742>
- Biancolini, M. E., Riccardo, B. & Luigi, R., 2002. *Integrated Multi Body/FEM Analysis of Vehicle Dynamic Behaviour*, Roma: University Tor Vergata.
- Brouillard, A., 2016. *How Karts Work : A Three Wheeled Vehicle*. [Online]
Available at: <https://www.paradigmshiftracing.com/racing-basics/how-karts-work-part-1-a-three-wheeled-vehicle>
- British Historic Kart Club, 2018. *Kart History*. [Online]
Available at: <http://www.britishhistorickartclub.com/part1.html>
- Budynas, R. G. & Nisbeth, J. K., 2011. *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition*. New York: Mc Graw Hill.
- Cheverud, J., 1988. *1988 ANTHROPOMETRIC SURVEY OF US ARMY*, Illinois: Northwestern University.
- Chow, H. Y., 2001. *Go Kart Design and Construction Based On Theoretical and Experimental Findings*, Sarawak: Universiti Malaysia Sarawak.
- CIK-FIA, 2018. *Circuit Regulation* , Paris: CIK-FIA.
- Cook, R. D., 1995. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. Madison: John Wiley & Sons.
- Ikatan Motor Indonesia, 2018. *Karting*. [Online]
Available at: <http://www.imi.co.id/olahraga/category/karting>
- Irsyadudin, M., 2018. *Analisa Kekuatan dan Fleksibilitas Chassis Go Kart Menggunakan Metode Elemen Hingga*, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Liang, C. C., Yu, C. H. & Wu, C. C., 2007. *A Study on Torsional Stiffness of The Competition Go-Kart Frame*, Chang Hua: Da-Yeh University.

Mirone, G., 2009. *Multi-Body Elastic Simulation Of A Go-Kart: Correlation Between Frame Stiffness And Dynamic Performance*, Catania: University of Catania.

MotorPlex., G. P., n.d. *Karting Track*. [Online]

Available at:

<http://www.gopromotorplex.com/files/1514/6669/4818/outdoor-karting-track.jpg>

[Accessed 6 May 2018].

North Carolina State Government, 2016. *13 NCAC 15 .0429 GO KARTS STANDARDS*, North Carolina: North Carolina State Government.

Shamil, A. & Marchirato, M., 2003. *Go-Kart 3d Fully complete*. [Online]

Available at: <https://grabcad.com/library/go-kart-3d-fully-complete>

[Accessed 23 Juli 2018].

Solazzi, L. & Matteazi, S., 2002. *ANALISI E SVILUPPI STRUTTURALI DI UN TELAIO PER KART DA COMPETIZIONE*, Brescia,: Università degli Studi di Brescia.

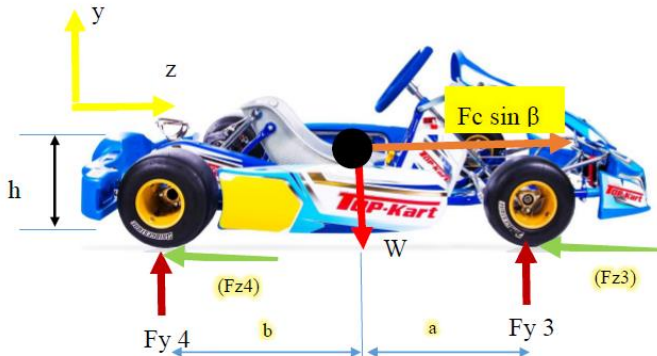
Sutantra, I. N. & Sampurno, B., 2010. *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Guna Widya.

Syah, K., 2018. *Analisis Deformasi pada Stent Asymmetric dengan Variasi Tipe Connector*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Zaqqi, M., 2015. *Simulasi Kekuatan dan Torsional Rigidity Chassis Sapuangan Speed 3*, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

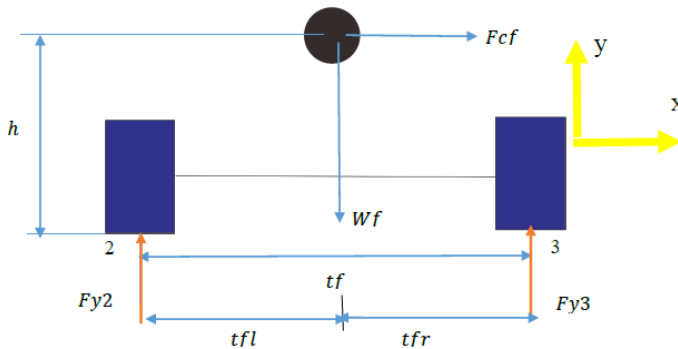
LAMPIRAN

A. Contoh Penurunan Rumus Gaya Normal pada Roda Go-Kart



Gambar 4. 28 FBD dari Go-kart Tampak Samping
(Dokumentasi Pribadi)

Gambar FBD dari Go-kart Tampak Samping (Dokumentasi Pribadi)



Gambar FBD Kendaraan Belok pada Roda Depan
(Sutantra & Sampurno, 2010)

Dengan menerapkan rumus statika dapat dicari besar gaya normal pada roda depan kendaraan. Di mana jika dilihat dari samping dapat digunakan persamaan.

$$+ccw \sum Mr = 0$$

$$(a + b).Wf - W.b - Fc \sin \beta . h = 0$$

$$Wf = W. \frac{b}{(a + b)} + \frac{Fc \sin \beta . h}{(a + b)}$$

Kemudian besar gaya normal (Fy3) dapat dicari dengan melihat FBD kedua.

$$+ccw \sum M_2 = 0$$

$$-Wf.tfl - Fcf \cos \beta . h + Fz3.tf = 0$$

$$Fz3 = Wf. \frac{tfl}{tf} + \frac{b}{(a + b)}. \frac{Fc \cos \beta . h}{tf}$$

$$Fz3 = (W. \frac{b}{(a + b)} + \frac{Fc \sin \beta . h}{(a + b)}) . \frac{tfl}{tf} + \frac{b}{(a + b)}. \frac{Fc \cos \beta . h}{tf}$$

$$Fz3 = W. \frac{b}{(a + b)}. \frac{tfl}{tf} + \frac{Fc \sin \beta . h}{(a + b)}. \frac{tfl}{tf} + \frac{b}{(a + b)}. \frac{Fc \cos \beta . h}{tf}$$

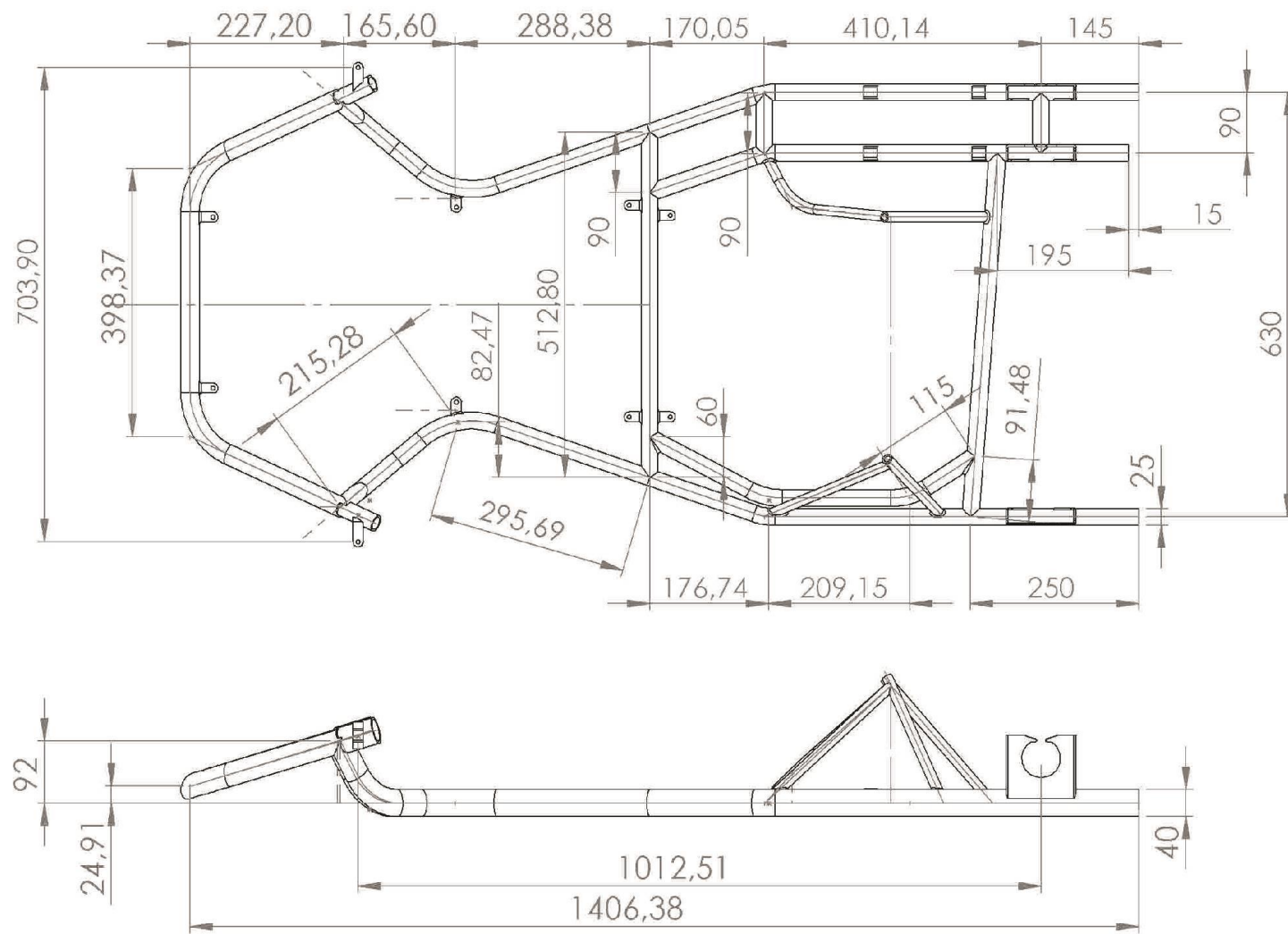
BIOGRAFI PENULIS

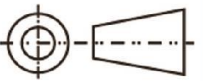


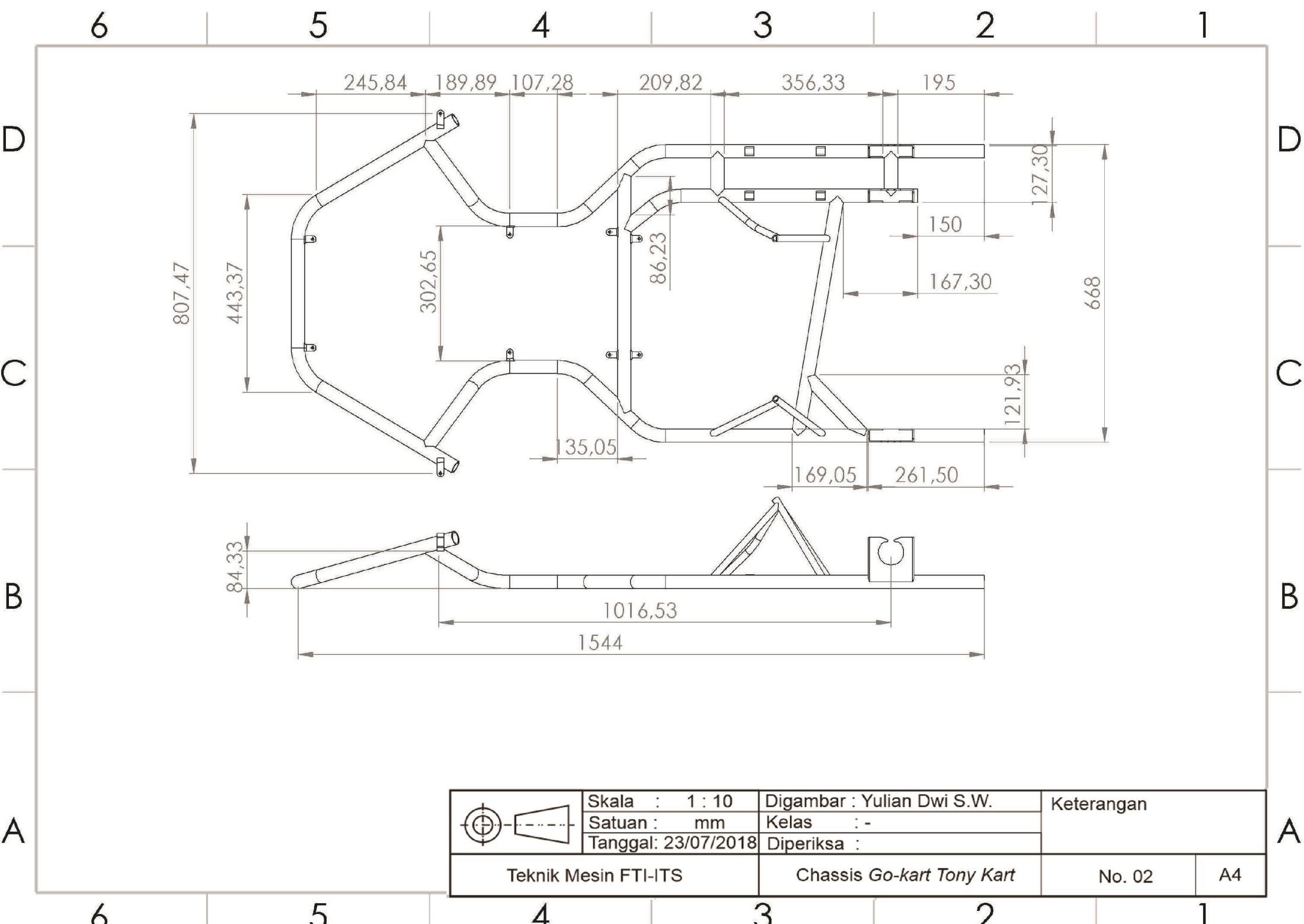
Yulian Dwi Satria Wibisana merupakan anak terakhir dari dua bersaudara yang dilahirkan pada 13 Juli 1995 di Gresik, Jawa Timur.

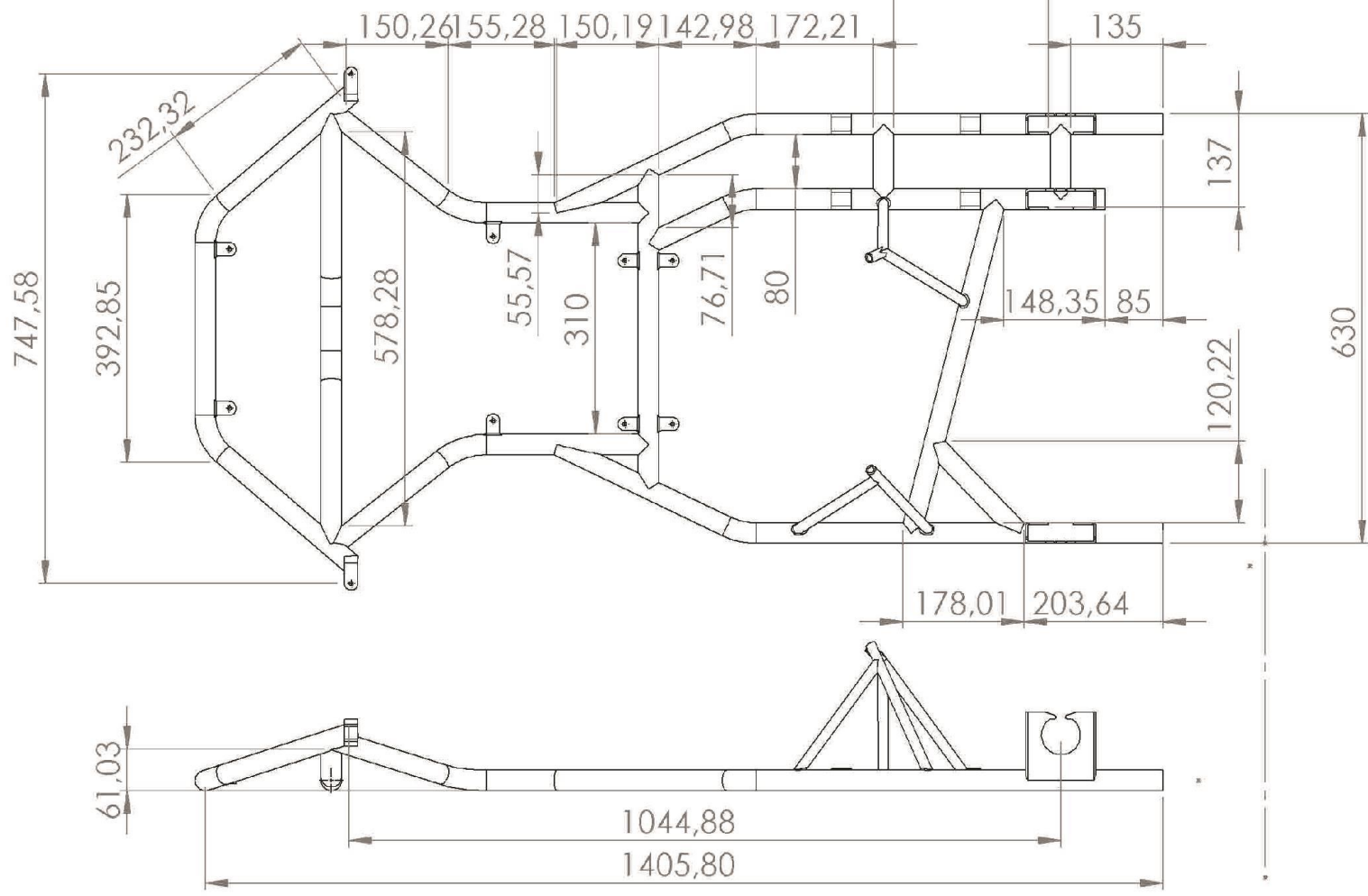
Penulis telah menempuh pendidikan di Taman Kanak-kanan di TK Dharma Wanita Gresik (2000-2002). Sekolah Dasar di SDN Sidokumpul 2 Gresik (2002-2008). Sekolah Menengah Pertama di SMPN 1 Gresik (2008-2011). Sekolah Mengengah Atas di SMAN 1 Kebomas Gresik (2011-2014). Kemudian, penulis melanjutkan pendidikan tingginya sebagai mahasiswa di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (2014-2018).


Selama masa perkuliahan penulis cukup aktif dalam kegiatan organisasi dan kepanitiaan yang ada di ITS. Pada tahun kedua, penulis menjadi staf HRD di organisasi pers Teknik Mesin yaitu Dimensi. Pada tahun ketiga penulis aktif berorganisasi sebagai Pimpinan Umum (ketua) Dimensi Teknik Mesin ITS. Penulis juga sering ikut menjadi panitia penyelenggara beberapa acara seperti Pelatihan Jurnalistik tingkat Lanjut dan Dasar. Kontes Mobil Hemat Energi, Mechanical City, dan LKMM TD. Pada tahun keempat, penulis menjadi anggota di Laboratorium Mekanika Benda Padat. Di mana penulis menyelesaikan tugas akhirnya di laboratorium ini.



	Skala : 1 : 10	Digambar : Yulian Dwi S.W.	Keterangan	
	Satuan : mm	Kelas : -		
	Tanggal: 23/07/2018	Diperiksa :		
Teknik Mesin FTI-ITS		Chassis Go-kart Birell		No. 01
				A4





	Skala : 1 : 10	Digambar : Yulian Dwi S.W.	Keterangan		
	Satuan : mm	Kelas : -			
	Tanggal: 23/07/2018	Diperiksa :			
Teknik Mesin FTI-ITS		Chassis <i>Go-kart Arrow</i>		No. 03	A4